

# **Bachelorarbeit**

Oskar Reichelt

## **Dynamische Untersuchung einer Magnetaufstellung und Konstruktion einer verbesserten Variante**

**Oskar Reichelt**

**Dynamische Untersuchung einer  
Magnetaufstellung und Konstruktion einer  
verbesserten Variante**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

Im Studiengang Maschinenbau/ Energie- und Anlagensysteme  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:

Deutsche Elektronen-Synchrotron  
Zentrale Konstruktion ZM1  
Notkestrasse 85  
22607 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Sven Jerzembeckl  
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Cornelius Martens

Abgabedatum: 14.04.2014

# **Zusammenfassung**

Oskar Reichelt

Thema der Bachelorarbeit

Dynamische Untersuchung einer Magnetaufstellung und Konstruktion einer verbesserten Variante

Stichworte

- Untersuchung des dynamischen Verhaltens einer Magnetaufstellung
- Aufzählung von Maßnahmen zur konstruktiven Optimierung
- Anwendung dieser Maßnahmen und Untersuchung ihrer Wirksamkeit

Kurzzusammenfassung

An dem Forschungszentrum DESY in Hamburg wird der Speicherringbeschleuniger PETRA III betrieben. Aufgrund der Intensität und der Qualität der erzeugten Teilchenstrahlen ist er die leistungsstärkste Anlage seiner Art. Für die Strahlqualität ist das dynamische Verhalten der Quadrupolaufstellung von entscheidender Bedeutung. Anhand einer bestehenden Aufstellung wird eine dynamische Untersuchung durchgeführt. Anschließend werden allgemeine und spezielle Maßnahmen für eine optimierte Konstruktion aufgezeigt und angewendet.

Oskar Reichelt

Bachelor Thesis title

Dynamic investigation of a magnet installation and construction of an improved variant

Keywords

- Investigation of dynamic behavior of a magnet installation
- catalogue of measures to constructive optimization
- Implementation of these measures and investigation of their effectiveness

Abstract

The storage ring accelerator PETRA III operates at the DESY research center in Hamburg. Because of the intensity and quality of generated particle beams it is the most powerful system of its kind. For the beam quality the dynamic behavior of the quadrupole installation has essential importance. Based on an existing installation, a dynamic study will be performed. Then general and special measures for the optimized design will be pointed out and applied.

# Danksagung

Zunächst möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Sven Jerzembeck, seitens der HAW-Hamburg, und bei meinen Zweitprüfer Herrn Dipl.-Ing. Cornelius Martens, seitens DESY-Hamburg, für die Unterstützung beim Verfassen dieser Bachelorarbeit bedanken.

Ebenso möchte ich Herrn Dr. Wilhelm Bialowons danken, der mich von Anfang an unterstützt hat und ohne den die Arbeit nicht zustande gekommen wäre. Danke für die vielen interessanten Gespräche und Anregungen für die Arbeit.

Weiterhin möchte ich mich bei der Zentralen Konstruktionsabteilung ZM1 für die gute Zusammenarbeit in den letzten dreieinhalb Jahren bedanken, in denen ich mein duales Studium absolvieren durfte. Die Kollegen wurden nicht müde, meine Fragen zu beantworten und meine Gedanken stets in die entscheidende Richtung zu lenken.

Außerdem möchte ich mich bei den Gruppen MEA und MPL für die Zusammenarbeit bedanken. Vielen Dank für die Vermittlung der Kontakte zu den anderen Beschleunigerzentren.

Ein ganz besonderer Dank gilt meiner Familie und meinen Freunden, die immer zu mir gehalten und mir den Rücken gestärkt haben. Mit meiner Lerngruppe habe ich zahllose Stunden in der Stabi beim Pauken verbracht. Ohne euch wäre ich nicht so schnell und gut durch das Studium gekommen.

Danke!

Oskar Reichelt

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einführung</b>	<b>1</b>
1.1. Deutsches Elektronen-Synchrotron . . . . .	1
1.2. Speicherringbeschleuniger PETRA III . . . . .	1
1.3. Motivation . . . . .	2
<b>2. Grundlagen</b>	<b>4</b>
2.1. Aufstellungsarten . . . . .	4
2.2. Maschinendynamik . . . . .	5
2.3. Störgrößen . . . . .	8
2.4. Reale Systeme . . . . .	9
2.4.1. Ist-Zustand . . . . .	9
2.4.2. Messung der Übertragungsfunktion . . . . .	12
<b>3. Rechenmodell</b>	<b>15</b>
3.1. Analytische Rechnung . . . . .	15
3.1.1. Einmassenschwinger - Einteiliger Balken . . . . .	16
3.1.2. Rayleigh-Methode . . . . .	17
3.1.3. Einmassenschwinger - Zweiteiliger Balken . . . . .	18
3.2. Finite-Elemente-Analyse . . . . .	18
3.2.1. Vorbereitungen . . . . .	19
3.2.2. Modellerzeugung . . . . .	20
3.2.3. FEA-Randbedingungen . . . . .	22
3.2.4. Ergebnisse . . . . .	23
3.3. Auswertung . . . . .	28
<b>4. Maßnahmen zur konstruktiven Optimierung</b>	<b>31</b>
4.1. Allgemeine Maßnahmen zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens	31

4.2. Anforderungen an das System . . . . .	34
4.3. Konstruktionsprozess . . . . .	35
4.3.1. Lösungsfindung als iterativer Prozess . . . . .	35
4.3.2. Lösungsideen . . . . .	35
4.3.3. Auswahl geeigneter Maßnahmen . . . . .	36
4.3.4. Ergebnisse der FE-Simulation . . . . .	40
<b>5. Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>43</b>
<b>A. Berechnungen</b>	<b>47</b>
A.1. Ergänzung analytische Rechnung . . . . .	47
A.1.1. Einmassenschwinger - Einteiliger Balken . . . . .	48
A.1.2. Rayleigh-Quotient . . . . .	49
A.1.3. Zweiteiliger Balken . . . . .	51
A.2. Vorbereitung der FEA . . . . .	53
A.2.1. HERTZ'sche Pressung . . . . .	53
A.2.2. Experimenteller Dämpfungsgrad . . . . .	54
<b>B. Abbildungen</b>	<b>56</b>
<b>C. Datenblätter</b>	<b>63</b>
<b>D. Zeichnungen</b>	<b>64</b>

# Verzeichnis der Abkürzungen und Formelzeichen

Symbol	Bedeutung	Einheit
$a$	Länge	$mm$
$A$	Flächeninhalt	$mm^2$
$A_K$	Kontaktfläche	$mm^2$
$b$	Länge	$mm$
$Bt$	Beton	
$CAD$	Computer-aided-design	
$d_a$	Säulen-Außendurchmesser	$mm$
$d_i$	Säulen-Innendurchmesser	$mm$
$d_K$	Kontaktflächendurchmesser	$mm$
$D$	Dämpfungsgrad	–
$DESY$	Deutsches Elektronen-Synchrotron	
$DOF$	Degrees of Freedom	
$E$	Elastizitätsmodul	$N/m^2$
$EF$	Eigenfrequenz	$Hz$
$f$	Frequenz	$Hz$
$f_0$	Eigenfrequenz	$Hz$
$f_R$	Resonanzfrequenz	$Hz$
$F$	Kraft	$N$
$F_g$	Gewichtskraft	$N$
$FEA$	Finite-Elemente-Analyse	
$FEM$	Finite-Elemente-Methode	
$FLASH$	Freie-Elektronen-Laser in Hamburg	
$g$	Gravitationsbeschleunigung an der Erdoberfläche	$m \cdot s^{-2}$

## Inhaltsverzeichnis

Symbol	Bedeutung	Einheit
$G$	Schubmodul	$N/m^2$
$k$	Federsteifigkeit	$N/mm$
$k_y$	Formfaktor	–
$K$	infinitesimal kleines Frequenzband	$Hz$
$KS$	Koordinatensystem	
$l$	Länge	$mm$
$m_M$	Masse des Quadrupolmagneten QA1	$kg$
$N$	Normalkraft	$N$
<i>PETRA III</i>	Positron-Elektron-Tandem-Ring-Anlage, dritte Ausbaustufe	
<i>PSD</i>	Leistungsdichtespektrum (Power-Spectral-Density)	$\mu m/Hz$
<i>RM</i>	Rechenmodell	
<i>St</i>	Stahl	
$t$	Variable der Zeit	$s$
$w(x)$	Durchbiegung an der Stelle $x$	$mm$
$w'(x)$	Neigung an der Stelle $x$	–
$V$	Vergrößerungsfunktion	–
$\hat{x}_E$	Maximalwert der Erregeramplitude	$mm$
<i>XFEL</i>	X-Ray Free-Electron Laser - europäischer Röntgenlaser	
$\alpha$	Neigungswinkel	$^\circ$
$\epsilon$	Dehnung	–
$\varphi$	Anfangsphasenwinkel	$^\circ$
$\eta$	Kreisfrequenzverhältnis	–
$\mu$	Dichtebezogene Fläche	$kg/m$
$\nu$	Querkontraktionszahl	–
$\sigma$	Spannung	$MPa$
$\omega_E$	Erregerkreisfrequenz	$Hz$
$\omega_0$	Eigenkreisfrequenz des ungedämpften Systems	$Hz$
$\omega_d$	Eigenkreisfrequenz des gedämpften Systems	$Hz$

# Kapitel 1.

## Einführung

### 1.1. Deutsches Elektronen-Synchrotron

Das 1959 gegründete Deutsche Elektronen-Synchrotron DESY ist eines der weltweit führenden Forschungszentren für Beschleunigerphysik. Das DESY hat 2000 Mitarbeiter und ist Mitglied der Helmholtz-Gemeinschaft. Jährlich forschen über 3000 Gastwissenschaftler aus über 40 Nationen an den zwei Standorten Hamburg und Zeuthen (Land Brandenburg). Am DESY werden die drei Forschungsschwerpunkte

- Entwicklung, Bau und Betrieb von Beschleunigern,
- Forschung mit Photonen und
- Teilchen- und Astroteilchenphysik

verfolgt. Die wichtigsten Anlagen sind der Speicherringbeschleuniger PETRA III<sup>1</sup>, der Freie-Elektronen-Laser FLASH und der sich im Bau befindende Röntgenlaser European XFEL. Die Beschleunigeranlagen sind in Abbildung 1.1 dargestellt. Mithilfe dieser Teilchenbeschleuniger lassen sich Strukturen und Prozesse auf sehr kleinen Zeit- und Raumskalen untersuchen.[1, 2]

### 1.2. Speicherringbeschleuniger PETRA III

Aufgrund der Strahlintensität ist PETRA III die hellste Speicherring-Röntgenstrahlungsquelle der Welt. Auf einer Kreisbahn von 2,3 Kilometer Länge werden Elektronen auf Geschwindigkeiten nahe der Lichtgeschwindigkeit beschleunigt. Der Fußbo-

---

<sup>1</sup>Positron-Elektron-Tandem-Ringanlage, Dritte Ausbaustufe



Abbildung 1.1.: Beschleunigeranlagen am DESY in Hamburg [3]

den der knapp 300 Meter langen Experimentierhalle besteht aus der längsten Betonplatte, die je in einem Stück gegossen wurde. Die Platte schirmt die Anlage vor störenden Vibrationen ab und ermöglicht extrem präzise Versuche. An 14 Strahlführungen mit 30 Messstationen bietet die Anlage damit optimale Forschungsmöglichkeiten.[4]

### 1.3. Motivation<sup>2</sup>

Die Emittanz der beschleunigten oder gespeicherten Teilchenstrahlen ist ein Maß für deren Qualität. Sie ist die normierte Breite beziehungsweise Höhe des Strahls und ein Maß für die Fokussierbarkeit. In modernen Maschinen wird eine immer kleinere Emittanz angestrebt. Am 23. August 2013 wurde bei PETRA III ein neuer Emittanzweltrekord gemeldet<sup>3</sup>. Es wurde eine horizontale Emittanz von  $160\text{pm}$  erzielt. [5]

Vereinfacht betrachtet bestehen Speicherringe aus magnetischen Dipolen, die die Strahlen ablenken und magnetischen Quadrupolen zur Fokussierung. In erster Linie werden mechanische Schwingungen nur von Quadrupolen auf den Strahl übertragen. Moderne Beschleuniger und Speicherringe erfordern deshalb wesentlich stabilere Quadrupolauflösungen, als dies in der Vergangenheit der Fall war. In der Regel kann man die Bodenvibrationen am Aufstellungsort nicht beeinflussen. Eine einfa-

---

<sup>2</sup>Bialowons, Wilhelm; DESY (persönliche Mitteilung, Dezember 2013 - April 2014)

<sup>3</sup>Bericht in Anhang C

che Regel sagt, dass durch die Aufstellung die unvermeidlichen Bodenvibrationen nicht oder nur unwesentlich verstärkt werden dürfen. Das erreicht man auf jeden Fall, wenn man darauf achtet, dass die Quadrupolaufstellungen keine Resonanzen unterhalb von  $50\text{Hz}$  haben. Da die Anregungen aufgrund der höheren Reichweite im Mittel mit fallender Frequenz quadratisch ansteigen, sind die Auswirkungen umso stärker, je niedriger die Resonanzfrequenzen sind. Die mechanischen Frequenzen von größeren elektrischen Motoren sind meist kleiner als  $50\text{Hz}$ . Mechanische Schwingungen von Quadrupolen werden verstärkt auf einen Teilchenstrahl übertragen und die unkorrelierten Schwingungen von mehreren Quadrupolen werden quadratisch addiert. Als Grenze geht man davon aus, dass der Strahl nicht mehr als 10% seiner Größe angeregt werden darf, ohne seine Qualität zu beeinträchtigen. Da mechanische Schwingungen von Quadrupolaufstellungen aber einen Verstärkungsfaktor von bis zu 500 erreichen können, ist eine quantitative Bestimmung der Strahlanregung mit großen Unsicherheiten verbunden. Die Resonanzfreiheit unterhalb von  $50\text{Hz}$  ist deshalb das beste Konstruktionskriterium für die Aufstellung von Quadrupolmagneten in modernen Maschinen.

Im Rahmen der Bachelorarbeit ist das dynamische Verhalten einer DESY-üblichen Magnetaufstellung zu analysieren. Es soll eine bestehende Aufstellung vorgestellt und sowohl analytisch als auch durch numerische Berechnungen untersucht werden. Das Rechenmodell soll schrittweise detailliert werden und zeigen, ob eine Simulation mit den reellen Messdaten verglichen werden kann. Mögliche Schwachpunkte der bestehenden Konstruktion und die dynamischen Störgrößen sind zu ermitteln. Es soll ein Maßnahmenkatalog zur Verbesserung der Schwachpunkte erarbeitet werden. Durch sinnvolle Auswahl von Maßnahmen ist eine Optimierung der Magnetaufstellung anzustreben, die anhand eines Rechenmodells auf ihre Wirksamkeit hin zu untersuchen und einzuordnen ist. Der Schwerpunkt dieser Arbeit soll auf der Analyse des Ist-Systems und der Beschreibung der Maßnahmen zur Verbesserung einer Quadrupolaufstellung liegen.

# Kapitel 2.

## Grundlagen

### 2.1. Aufstellungsarten<sup>1</sup>

Aufstellungen von Quadrupolmagneten können im Allgemeinen mit der Abbildung [2.1](#) beschrieben werden. Die Komponenten Magnet, Girder<sup>2</sup>, Untergestell und Fundament sind an Verbindungsstellen aneinander gekoppelt. Für die Quadrupolmagnete gibt es unterschiedliche Bauarten, der Teilchenstrahl wird meist mittig durch den Magneten geführt. Die massiven Girder ermöglichen ein präzises Einmessen mehrerer strahlführender Elemente außerhalb der Beschleunigeranlage. Auf Grund der Eingrenzung des Umfangs sollen Girderaufstellungen in dieser Arbeit nur am Rand erwähnt bleiben.

Das Untergestell überbrückt den Abstand zwischen Magnet und Fundament. Es wird meist aus Beton mit Bewehrung gegossen oder besteht aus einer Schweißkonstruktion mit Flanschen am oberen und unteren Ende.

Das Fundament ist ein solides Betonbauwerk, über welches die Anbindung der Magnetaufstellung zum Boden realisiert wird. Meist werden Stehbolzen in das Fundament eingebracht, über die das Untergestell erst ausgerichtet und dann befestigt wird. Anschließend wird die Verbindungsstelle mit Quellbeton unterfüttert. Speziell bei Betonuntergestellen besteht auch die Möglichkeit, diese mit einer Art Keil auszurichten und anschließend direkt mit Beton zu untergießen und dabei auf eine Verschraubung zu verzichten.

Die Verbindung zwischen Magnet und Untergestell ist so aufgebaut, dass eine präzi-

---

<sup>1</sup>Hammond, N. (Diamond Light Source - UK); Garszka, P. (Max IV Laboratory - Schweden); Schlösser, M. (DESY-MEA2); Weichert, G. (DESY-MPL)(Persönliche Mitteilung, Februar 2014)

<sup>2</sup>engl.: Träger, Tragbalken

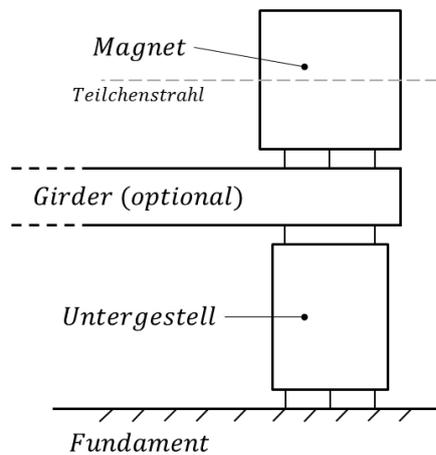


Abbildung 2.1.: Allgemeine Aufstellung eines Quadrupolmagneten

se Ausrichtung des Magneten in allen sechs Freiheitsgraden (DOF<sup>3</sup>) im Raum möglich ist. Meist wird dies mit drei Lenkern und drei Justierbolzen ermöglicht<sup>4</sup>. Bei den Justierbolzen gibt es für den Kontakt zum Magneten verschiedene Konzepte. Es besteht die Möglichkeit, mit einem Kugelbolzen und einer Druckplatte zu arbeiten. Weiterhin kann eine Kombination aus Kugelscheibe und Kegelpfanne Verwendung finden. Bei dem Shim-Konzept<sup>5</sup> treten zwei ebene Flächen in Kontakt.

Um die Aufstellung zu fixieren, wird eine Methode angewendet, bei der ein Bolzen in einem Napf mit Kunstharz verklebt wird. Hierbei kann das System versteift werden, ohne dass asymmetrische Spannungen auftreten, die ein Verziehen verursachen.

## 2.2. Maschinendynamik

Schwingungen werden in freie und erzwungene, sowie in ungedämpfte und gedämpfte unterteilt. Ein ungedämpftes System aus der Masse  $m$  und einer Feder mit der Steifigkeit  $k$  schwingt nach einmaliger Auslenkung in einer konstanten und systemtypischen Frequenz, der Eigenfrequenz. Wird dem Schwingungssystem keine Energie zugeführt oder entzogen, schwingt es periodisch zwischen zwei konstanten Maximal-

---

<sup>3</sup>engl.: degrees of freedom

<sup>4</sup>siehe dazu Kapitel 2.4.1 Ist-Zustand

<sup>5</sup>Zwischenlagen zum Toleranzausgleich

werten hin und her (Amplitude). Dieses Verhalten kann mit der Differentialgleichung des linearen Feder-Masse-Systems beschrieben werden.

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (2.1)$$

Mit dem Ansatz  $x(t) = \hat{x}\cos(\omega_0 + \varphi_0)$  ergibt sich die Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  eines ungedämpften Systems. Sie wird durch Steifigkeit und Masse bestimmt.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.2)$$

Zwischen Frequenz  $f$ , Kreisfrequenz  $\omega$  und Schwingungsdauer  $T$  besteht folgender Zusammenhang:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T} \quad (2.3)$$

Wird dem Schwingsystem durch eine periodische Amplitude oder Kraft eine Bewegung von außen aufgezwungen, handelt es sich um eine erzwungene Schwingung. Die Kreisfrequenz der erzwungenen Schwingung  $\omega_E$  kann mit der ungedämpften Eigenkreisfrequenz ins Verhältnis gesetzt werden.  $\eta$  steht für das Kreisfrequenzverhältnis. [6]

$$\eta = \frac{\omega_E}{\omega_0} \quad (2.4)$$

Wird eine Schwingung zum Beispiel durch das Wirken von Reibungskräften gedämpft, kommt die Schwingung im Laufe der Zeit zur Ruhe und die Differentialgleichung muss um einen Dämpfungsterm erweitert werden. Geht man von einer Fußpunktanregung aus, kann das Verhalten eines gedämpften Masse-Feder-Systems vereinfacht durch folgende Differentialgleichung beschrieben werden:

$$\ddot{x}(t) + 2D\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2x(t) = \hat{x}_E\cos(\omega_E t) \quad (2.5)$$

Der linke Term beschreibt die Aufstellung und die rechte Seite die Anregung.  $D$  ist der dimensionslose Dämpfungsgrad und  $\hat{x}_E$  ist der Maximalwert, der durch die Erregerfrequenz  $\omega_E$  angeregten Amplitude. Oft ist der Dämpfungsgrad für ein System nicht bekannt. In der Literatur<sup>6</sup> tauchen Materialwerte für Dämpfung bei Stahl von  $D = 0,0008 \dots 0,0035$  auf. Erreicht das Amplitudenverhältnis  $\eta$  den Wert 1, kommt

---

<sup>6</sup>siehe Tabelle A.2

es bei schwacher Dämpfung ( $D \ll 1$ ) zu großen Schwingungsausschlägen. Dieses Verhalten wird als Resonanz bezeichnet und tritt bei einer systemtypischen Frequenz, der Resonanzfrequenz  $\omega_R$ , auf. Aufgrund der Dämpfung steigt die Amplitude nur bis zu einem bestimmten Grenzwert. Die Lage der Resonanzfrequenz auf dem Frequenzspektrum kann mit nachstehender Gleichung berechnet werden.

$$\omega_R = \frac{\omega_0}{\sqrt{1 - 2D^2}} \quad (2.6)$$

Damit ist die Resonanzfrequenz stets etwas größer als die Eigenfrequenz des ungedämpften Systems. Bei schwacher Dämpfung ( $D \ll 1$ ) liegen Resonanz- und Eigenfrequenz sehr dicht beieinander<sup>7</sup>. Somit gilt folgende Vereinfachung.

$$\omega_R \approx \omega_0 \quad (2.7)$$

Die Abbildung 2.2 zeigt den schematischen Aufbau eines Schwingsystems bei Fußpunktanregung und den dazugehörigen Verlauf der Verstärkungsfunktionen  $V_F$  bei verschiedenen Dämpfungsgraden  $D$ . Sie lassen sich in Abhängigkeit von  $\eta$  mit folgender Gleichung bestimmen:

$$V_F = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \quad (2.8)$$

Bei einer Resonanzfrequenz erreicht die Verstärkungsfunktion ihr Maximum. Ist dieser maximale Wert bekannt, kann mit nachstehender Formel die Dämpfung des Systems bestimmt werden. [7]

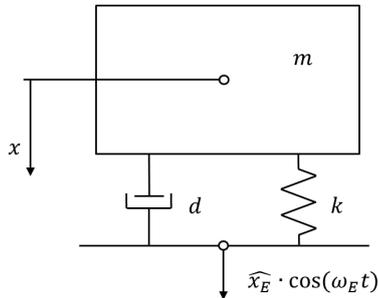
$$V_{F,max} = V_F(\omega_R) = \frac{1}{2D\sqrt{1 - D^2}} \quad (2.9)$$

Bei realen Bauteilen zeigt sich, dass es eine Trennung zwischen Steifigkeit und Masse nicht gibt. Jeder Körper hat eine Steifigkeit und eine Masse. Demzufolge wirkt jeder Körper als Mehrmassenschwinger und hat somit mehrere Eigenfrequenzen. Mit einer Modalanalyse lassen sich die Eigenfrequenzen und die zugehörigen Schwingformen<sup>8</sup>

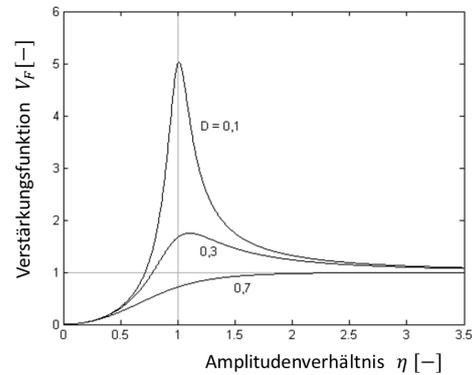
---

<sup>7</sup>Kapitel 3.2.1 Vorbereitungen

<sup>8</sup>siehe Matlabplot in Anhang B.1



(a) Gedämpfter Einmassenschwinger mit Masse  $m$  und Federsteifigkeit  $k$



(b) Verstärkungsfunktionen  $V_F$  in Abhängigkeit von Dämpfungsgrad  $D$  über Frequenzverhältnis  $\eta$

Abbildung 2.2.: Schwingsystem mit Fußpunktanregung

(Moden) aus Masse und Steifigkeit ermitteln. Reale Verformungen und Spannungen können mit einer Modalanalyse nicht berechnet werden, weil dafür die wesentlichen Parameter Anregung und Dämpfung fehlen. [8]

### 2.3. Störgrößen

Ein Schwingungssystem kann mithilfe eines Blockschaltbildes grafisch dargestellt werden, indem Eingangsgrößen mit Ausgangsgrößen verknüpft werden (Abbildung 2.3). In das System gehen bestimmte Erregeramplituden  $\hat{x}_E$  (Eingangsgröße) als Störgrößen ein. Das System verarbeitet die Kraft- oder Amplitudenanregung entsprechend seines Übertragungsverhaltens und antwortet mit den Ausgangsgrößen  $x(t)$ . Im Folgenden sollen Störgrößen in statische und dynamische unterteilt werden. [9]

Zu den statischen Störgrößen gehören Veränderungen in der Größe oder Geometrie der Bauteile. Aufgrund von Ungenauigkeiten treten Abweichungen bei der Fertigung und Montage auf. Zusatzlasten und Setzerscheinungen beeinflussen die geplanten Abmessungen zusätzlich. Jahreszeitliche Veränderungen wie Temperatur- und Feuchtigkeitsänderungen zählen mit zu den statischen Störgrößen, da sie sehr langsame Veränderungen hervorrufen. Zudem können Temperaturänderungen bei Inbetriebnahme einer Anlage entstehen. Die statischen Störgrößen sind den äußeren Einflüssen zuzuordnen.

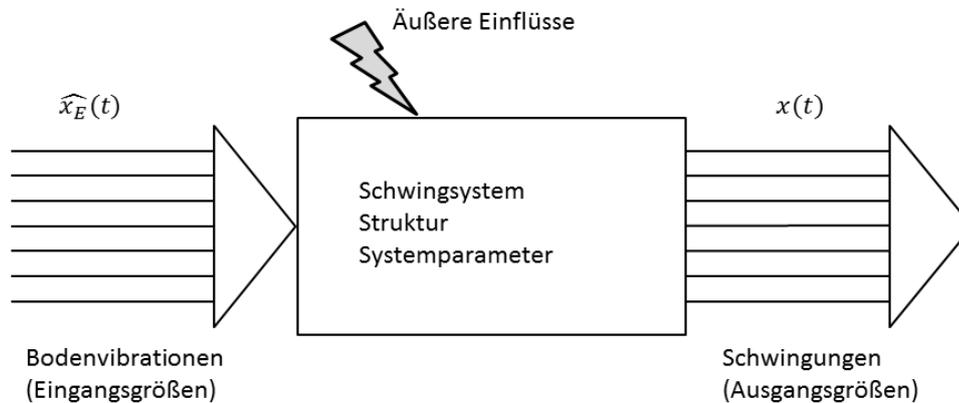


Abbildung 2.3.: Blockschaltbild eines Systems mit Fußpunktanregung

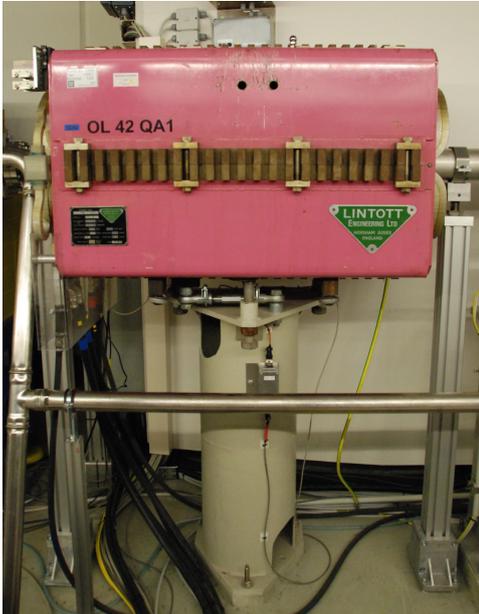
Zu den dynamischen Störgrößen zählen in erster Linie Bodenvibrationen, die im Erdreich als seismische Wellen auftreten. Sie können verschiedene Ursachen haben, zu erwähnen sind hier Eruptionen, Maschinenschwingungen und Straßenverkehr. Außerdem wirken im Betrieb der Beschleunigeranlage Wasserkühlung und Schwingungen aus dem Stromnetz von außen auf das System. Zusätzlich kann die Struktur der Aufstellung zu einer Verstärkung der Schwingung führen.

## 2.4. Reale Systeme

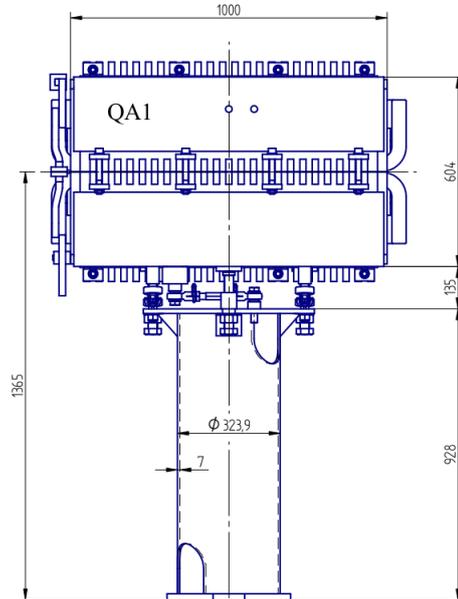
### 2.4.1. Ist-Zustand

Gegenstand der dynamischen Untersuchung ist die Aufstellung des PETRA III Quadrupolmagneten „OL 42 QA1“. Dieser Aufstellungstyp ist auf einem Großteil des PETRA - Rings verbaut und für diese spezielle Aufstellung liegen seismische Messdaten vor. In der Abbildung 2.4 ist die Magnetaufstellung als Foto im PETRA III - Tunnel und als technische Zeichnung dargestellt. Sie befindet sich 42 Meter entfernt vom PETRA Eingang „Ost Links“ auf der Betonplatte der Experimentierhalle. Der Quadrupolmagnet ist von der Bauart QA1, die Anschlüsse für Kühlwasser und elektrische Spannungsversorgung befinden sich auf der linken Seite des Magneten. Das Strahlrohr hat keinen Kontakt mit dem Magneten und der Teilchenstrahl verläuft in der Abbildung von links nach rechts. Die technischen Daten dieser Magnetaufstellung

können Tabelle 2.1 entnommen werden.



(a) PETRA III - Tunnel



(b) Technische Zeichnung

Abbildung 2.4.: Magnetaufstellung OL 42 QA1 (PETRA III)

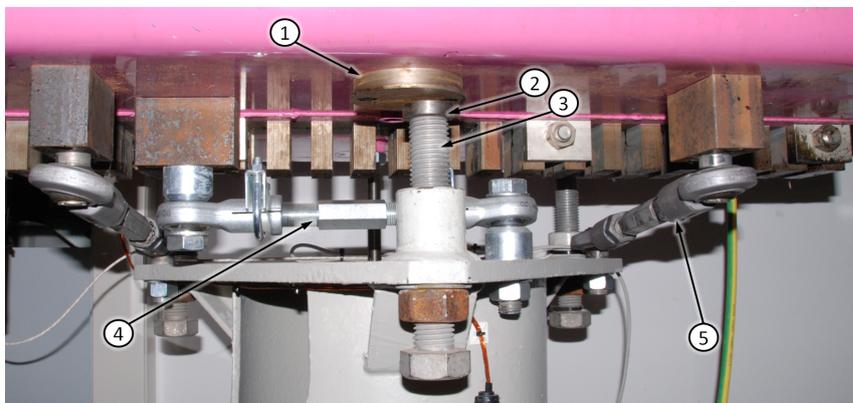
Tabelle 2.1.: Technische Daten der Magnetaufstellung OL 42 QA1

Außenmaße (LxBxH)	$(600 \times 1000 \times 1700)mm$
Strahlhöhe	$1400mm$
Magnetgewicht (QA1)	$1850kg$
Durchmesser Säule (Rohr)	$(\text{Ø } 323,9 \times 7)mm$
Säulenhöhe	$893mm$
Säulenhöhe mit Flanschen	$928mm$
Durchmesser Justierbolzen	$M30$
Abstand zwischen Säule und Magnet	$135mm$

Die Abbildung 2.5a zeigt das Justiersystem der Magnetaufstellung. Die Druckplatte (Pos.1) und der Kugelaufsatz (Pos.2) stehen aufeinander. Die drei Justierbolzen (Pos.3) verbinden die Kugelaufsätze mit der Säule der Aufstellung. Mit den Lenkern (Pos.4 und Pos.5) kann der Magnet verschoben und gedreht werden. Anhand der

vergrößerten Darstellung der Druckplatte (Abbildung 2.5b) ist zu erkennen, dass der Justierbolzen um ca. 15mm aus dem Zentrum der Druckplatte verschoben ist.

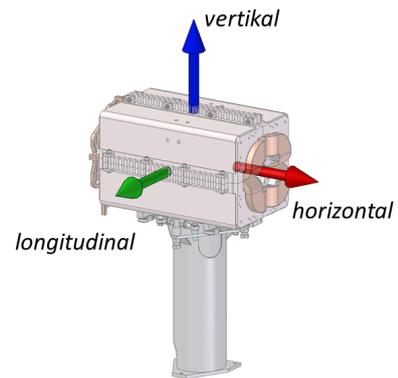
Mit Abbildung 2.5c soll ein Koordinatensystem für diese Arbeit eingeführt werden. Der Pfeil in Strahlrichtung bezeichnet die longitudinale, der Pfeil in Hochachse die vertikale und der Pfeil quer zum Strahl die horizontale Richtung. Mit den drei Lenkern kann der Magnet in horizontaler und longitudinaler Richtung verschoben und um die vertikale Achse gedreht werden. Die drei Justierbolzen ermöglichen eine Translation des Magneten in vertikaler Richtung und Rotationen um die horizontale und longitudinale Achse. So kann das System in allen sechs DOF justiert werden.



(a) Justierelemente der Magnetaufstellung; 1: Druckplatte, 2: Kugelaufsatz, 3: Justierbolzen, 4: Lenker (250mm), 5: Lenker (300mm)



(b) Druckplatte und Justierbolzen



(c) Koordinatensystem

Abbildung 2.5.: Detaillierter Aufbau der Magnetunterkonstruktion

### 2.4.2. Messung der Übertragungsfunktion<sup>9</sup>

Übertragungsfunktionen können mit einem Seismometer ermittelt werden. Ein Seismometer<sup>10</sup> ist ein Gerät, das kleinste Schwingungsamplituden sehr präzise messen kann. Es wird typischerweise eingesetzt, um Bodenerschütterungen zu registrieren. Die seismischen Aufzeichnungen der Magnetaufstellung OL 42 QA1 erfolgten mit einem Seismometer vom Hersteller Gürlab<sup>11</sup>. In Abbildung 2.6a ist dargestellt, an welchen Orten die beiden Datenreihen zeitlich getrennt voneinander aufgenommen wurden. Für die Messung  $Z_K(t)$  wurde das Seismometer oben in der Mitte auf dem Magneten<sup>12</sup> platziert und für die Messung  $Z'_K(t)$  stand es auf dem Bodenfundament. Die Messungen fanden in der Nacht statt.

Nach der Datenauswertung konnte ein Leistungsdichtespektrum (PSD<sup>13</sup>) erzeugt werden, welches dieser Arbeit zur Verfügung gestellt wurde.<sup>14</sup> Das PSD bezieht sich auf die Leistung eines Signals in einem infinitesimal kleinen Frequenzband  $K$ , welches über einen weiten Frequenzbereich angegeben wird. In Diagramm 2.6b sind die beiden Messungen als PSD und Amplitude über der Frequenz aufgetragen. Der grüne Graph ist die Wurzel von dem Integral aller darüber liegenden Frequenzen<sup>15</sup> und gibt den RMS<sup>16</sup>-Wert der Bewegung in dem Frequenzintervall an. Zu erkennen ist, dass die beiden Graphen bei bestimmten Frequenzen voneinander abweichen. Beispielsweise zeigt die rote Kurve einen resonanzartigen Anstieg der Amplitude bei  $7Hz$ , wobei die blaue Kurve auf dem Amplitudenniveau verweilt. Insgesamt lässt sich sagen, dass die Leistungsdichte mit steigender Frequenz abnimmt. Die Bewegungsenergie und die Amplituden werden also mit steigender Frequenz immer kleiner.

Um Messungen genauer auszuwerten, kann eine Übertragungsfunktion  $T(\eta)$  aus den Messdaten gebildet werden. Die Gleichung 2.10 zeigt, dass  $T$  die Wurzel aus dem Verhältnis der beiden Leistungsdichtespektren ist.

---

<sup>9</sup>Bialowons, Wilhelm; DESY (persönliche Mitteilung, Dezember 2013 - April 2014)

<sup>10</sup>griechisch: *seismós* „Erschütterung“ und *metréo* „messen“

<sup>11</sup>Datenblatt Anhang C

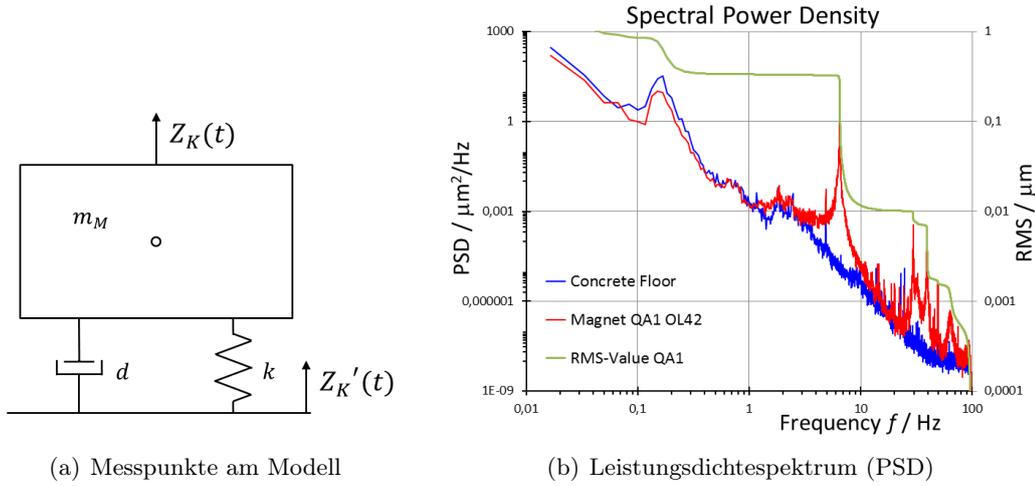
<sup>12</sup>siehe Abbildung B.2 im Anhang, Foto des Messaufbaus auf dem Magneten

<sup>13</sup>engl.: Power-Spectral-Density

<sup>14</sup>Bialowons, Wilhelm; DESY (seismische Messungen, 28.01.(Bodenplatte) und 29.01.2010 (Magnet) jeweils 2:00h bis 2:15h)

<sup>15</sup> $\sqrt{\int_{f_u}^{\infty} PSD \cdot df}$

<sup>16</sup>Quadratischer Mittelwert - engl.: root mean square



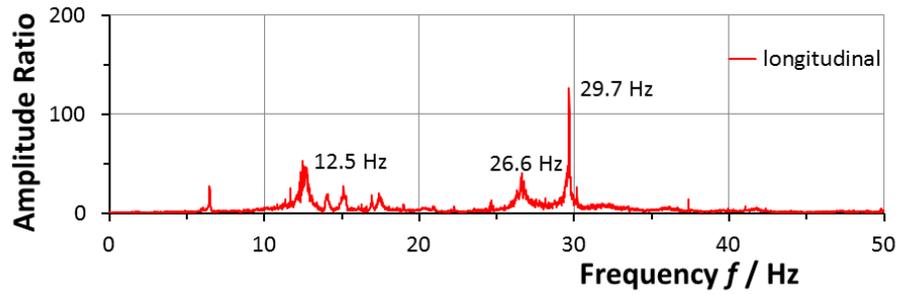
(a) Messpunkte am Modell

(b) Leistungsdichtespektrum (PSD)

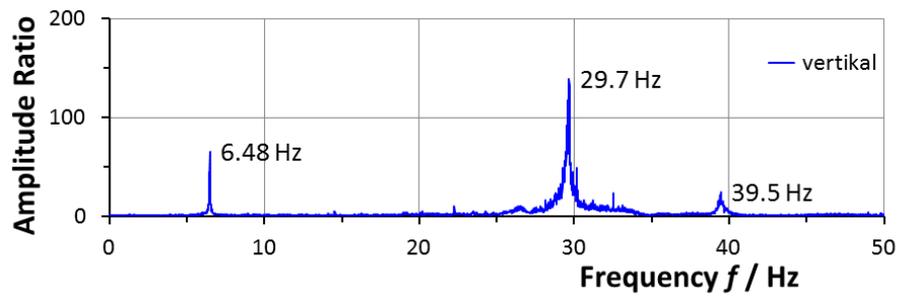
Abbildung 2.6.: Seismische Messung am Petra III Magneten OL 42 QA1

$$T(\eta) = \sqrt{\frac{\tilde{Z}_K \tilde{Z}_K^*}{\tilde{Z}'_K \tilde{Z}'_K^*}} = \sqrt{\frac{PSD_{auf\ Magnet}}{PSD_{am\ Boden}}} \quad (2.10)$$

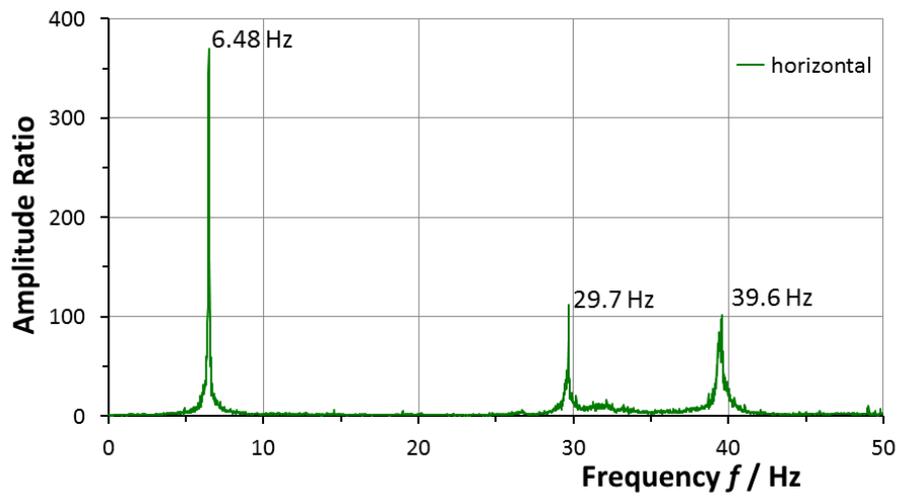
In Abbildung 2.7 sind die Übertragungsfunktionen in den drei Koordinatenrichtungen in Abhängigkeit von der Frequenz dargestellt. In den drei Abbildungen ist die Verstärkung in Ordinateurichtung angegeben. Es treten resonante Verstärkungen der Amplituden bei bestimmten Frequenzen auf. In erster Linie soll die erste Resonanzfrequenz bei  $f_{R1} = 6,48Hz$  für diese Arbeit interessant sein. Zum Einen, weil es die erste resonant auftretende Schwingung ist und zum Anderen, weil diese vorwiegend in den Raumachsen quer der Strahlrichtung liegt und daher direkte Auswirkungen auf die Emittanz hat.



(a) Übertragungsfunktion Longitudinal



(b) Übertragungsfunktion Vertikal



(c) Übertragungsfunktion Horizontal

Abbildung 2.7.: Übertragungsfunktionen am Petra III Quadrupolmagneten OL42 QA1

## Kapitel 3.

### Rechenmodell

In diesem Kapitel findet die dynamische Untersuchung der Magnetaufstellung statt. Das Rechenmodell wurde dafür schrittweise detailliert. Die Abbildung 3.1 zeigt eine Übersicht der untersuchten Modelle.

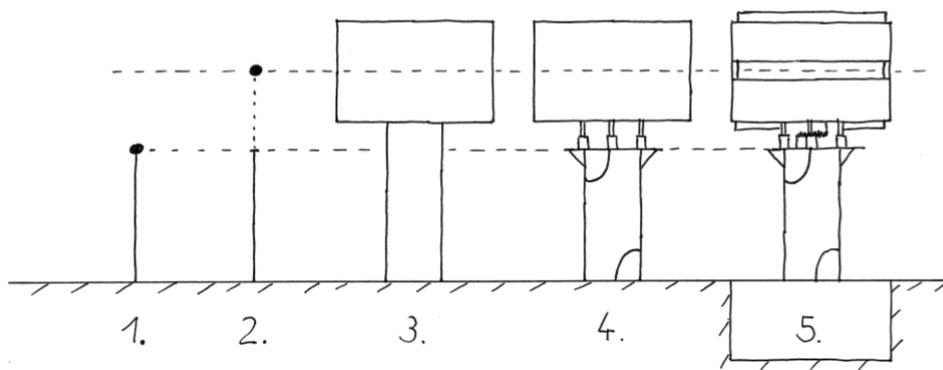


Abbildung 3.1.: Untersuchte Rechenmodelle 1 bis 5 im Überblick

#### 3.1. Analytische Rechnung

Die analytischen Berechnungen in diesem Abschnitt basieren auf einer zweidimensionalen Betrachtung der Magnetaufstellung. Innerhalb dieses Abschnitts werden die Rechenmodelle 1 und 2 untersucht, dabei wird von ungedämpften Schwingungen ausgegangen. Die Rechnungen sind zusammengefasst dargestellt und können im Anhang A.1 in ausführlicher Form nachgeschlagen werden. Zu den Rechenmodellen sind Abbildungen dargestellt, die es dem Leser erleichtern sollen, das Modell zu verstehen.

Aus Platzgründen sind die Skizzen um  $90^\circ$  gedreht dargestellt. Auf der linken Seite befindet sich die feste Einspannung und auf der rechten Seite das freie Ende. Die horizontale Schwingrichtung verläuft in den Abbildungen von oben nach unten und die vertikale Schwingrichtung von rechts nach links.

### 3.1.1. Einmassenschwinger - Einteiliger Balken

Für die erste Abschätzung kann die Magnetaufstellung vereinfacht als Einmassenschwinger betrachtet werden. Wie in Abbildung 3.2 ist der Balken im Boden fest eingespannt und am oberen Ende nicht gelagert. Im Folgenden werden die Eigenfrequenzen für horizontale und vertikale Schwingungen mit nachstehender Formel berechnet. Sie setzt sich aus Gleichung 2.2 und 2.3 zusammen.

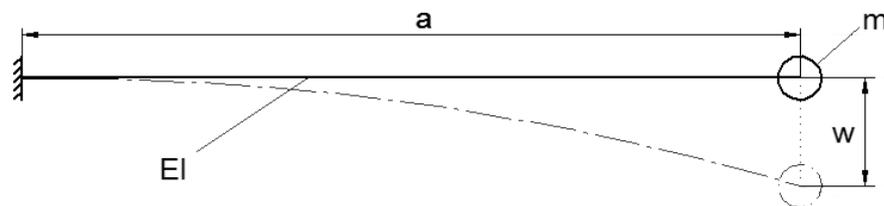


Abbildung 3.2.: Linksseitig fest eingespannter Balken mit über die Länge  $a$  konstanter Steifigkeit  $EI$ , der Durchbiegung  $w$  und der Masse  $m$ .

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.1)$$

Die Federkonstanten  $k$  sind in den beiden Richtungen unterschiedlich und müssen daher getrennt berechnet werden. Für die horizontale Schwingung wird der Ansatz von der Biegetabelle eines Euler-Balkens mit dem Schubanteil der Biegung superpositioniert, denn die Säule der Magnetaufstellung hat im Vergleich zu ihrer Länge einen sehr großen Querschnitt. Hier spielt die Schubverformung zunehmend eine Rolle. Der Ansatz für die vertikale Schwingung kommt aus den Elastizitäts- und Spannungsgesetzen der Hook'schen Geraden und dem eindimensionalen Spannungszustand.

$$\epsilon = \frac{\Delta l}{l} \quad \sigma = \epsilon \cdot E \quad \sigma = \frac{N}{A} \quad (3.2)$$

In Tabelle 3.1 sind die Ergebnisse der Berechnung der EF in beiden Richtungen gezeigt.

Tabelle 3.1.: Ergebnisse der Eigenfrequenzberechnung von Rechenmodell 1

Schwingrichtung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Horizontal	$f_{0H}$	30,6	$\text{Hz}$
Vertikal	$f_{0V}$	149,8	$\text{Hz}$

### 3.1.2. Rayleigh-Methode

Ein Verfahren zur Abschätzung der tiefsten Eigenfrequenz liefert der Rayleigh-Quotient. Mit dem Rayleigh-Quotienten für den Euler-Bernoulli-Balken kann eine Näherung  $\tilde{\omega}_1$  für die erste Eigenfrequenz  $\omega_1$  berechnet werden. Voraussetzung für die Rechnung ist die erste Eigenform  $\tilde{W}_k$  eines Balkens mit über die Länge konstanter Steifigkeit  $EI$  (Rechenmodell 1). Der folgende Ausdruck wird als Rayleigh-Quotient bezeichnet: [10]

$$\tilde{\omega}_1^2 = \frac{\int_0^l EI \tilde{W}_1''^2(x) dx}{\int_0^l \mu \tilde{W}_1^2(x) dx} \geq \omega_1^2 \quad (3.3)$$

Die Magnetaufstellung hat am unteren Ende eine feste Einspannung, das obere Ende ist frei gelagert. Daraus resultieren folgende Randbedingungen:

$$w(0) = 0 \quad w'(0) = 0$$

Die nachstehende Ansatzfunktion erfüllt die Randbedingungen:

$$\tilde{W}_1(x) = A \left( \cos\left(\frac{\pi x}{2l}\right) - 1 \right)$$

Der Rayleigh-Quotient liefert die angenäherte Eigenfrequenz  $\tilde{f}_1$  des Systems in horizontaler Richtung ohne ( $\mu^1 = 0$ ) und mit Eigenmasse der Säule. Die Ergebnisse sind in der Tabelle 3.2 dargelegt. Es wird immer eine obere Schranke für die tiefste Eigenfrequenz berechnet, die wirkliche Eigenfrequenz liegt immer darunter. [10]

<sup>1</sup>Dichtebezogene Querschnittsfläche

Tabelle 3.2.: Ergebnisse Eigenfrequenzberechnung Rayleigh-Quotient

Schwingrichtung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Horizontal (ohne Säulenmasse)	$\tilde{f}_{1\mu=0}$	32,81	Hz
Horizontal	$\tilde{f}_1$	32,71	Hz

### 3.1.3. Einmassenschwinger - Zweiteiliger Balken

In der folgenden Betrachtung wird wieder von einem Einmassenschwinger ausgegangen. Der Ansatz erfolgt über Gleichung 3.1. Es wird die Länge  $a$  der Säule um eine unverformbare Länge  $b$  ergänzt. Das Rechenmodell mit der Biegelinie ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Bei diesem Modell befindet sich die Punktmasse im realen Schwerpunkt des Magneten (Rechenmodell 2). Das Modell liefert eine 1.EF  $f_0$  von 17,5Hz.

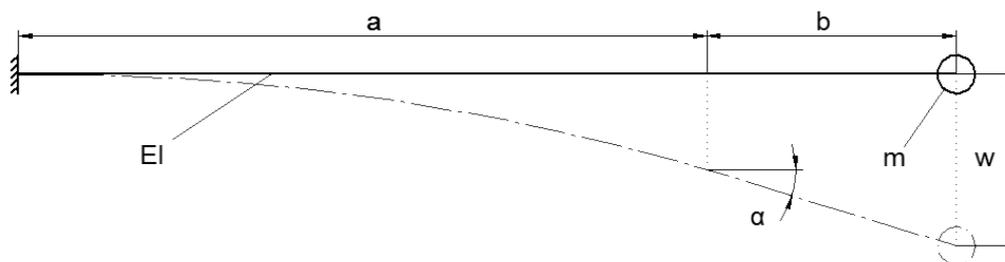


Abbildung 3.3.: Linksseitig fest eingespannter Balken mit über die Länge  $a$  konstanter Steifigkeit  $EI$  und dem Unverformbaren Abschnitt  $b$ , sowie der Masse  $m$ , der Durchbiegung  $w$  und dem Neigungswinkel  $\alpha$ .

## 3.2. Finite-Elemente-Analyse

Jede dynamische Untersuchung von Schwingungsproblemen beginnt mit einer Modalanalyse. Mittels FEM-Simulation lässt sich das grundlegende Schwingungsverhalten einer Struktur untersuchen, die Eigenfrequenzen mit den Eigenformen werden als primäres Ergebnis berechnet. Reale Verformungen und Spannungen können mit einer Modalanalyse nicht abgebildet werden, weil hier die wesentlichen Parameter Anregung und Dämpfung fehlen. Diese Analyse erfordert ein linearisiertes Modell. Es sind

nur lineare Kontakte erlaubt. [8]

Die folgenden Untersuchungen werden mit dem FEM-Simulationsprogramm ANSYS Workbench 14.5 durchgeführt, es lassen sich die Rechenmodelle 1 bis 5 untersuchen. Der Analysetyp ist eine vorgespannte Modalanalyse. Der Modalanalyse ist eine statisch-mechanische Analyse vorgeschaltet. Die Struktur wird mit ihrer eigenen Gewichtskraft belastet. In Abbildung 3.4 ist zu erkennen, wie die Ergebnisse der statisch-mechanischen Analyse in die Randbedingungen der Modalanalyse einfließen.

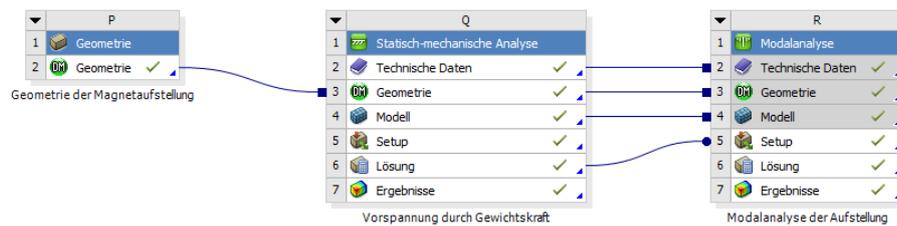


Abbildung 3.4.: Workbench-Ansicht einer vorgespannten Modalanalyse

### 3.2.1. Vorbereitungen

Vor Beginn der FE-Simulation müssen einige Vorbereitungen getroffen werden. Die Rechenmodelle 1 bis 3 sind trivial, aber für die Modelle 4 und 5 müssen in Vorfeld Untersuchungen angestellt werden. Die Berechnungsergebnisse sind in diesem Abschnitt zusammengefasst dargestellt und die ausführlichen Beschreibungen sind im Anhang A.2 zu finden.

Die Annahme, dass sich der Kugelaufsatz und die Druckplatte nur in einem Punkt berühren, ist nicht hinreichend. Der Druck auf eine Fläche von  $A = 0m^2$  wäre unendlich groß. Ein Ausweg bietet die Berechnung der Kontaktfläche über die HERTZ'sche Pressung. Mit folgender Gleichung kann der Kontaktdurchmesser  $d_K$  einer Kugelfläche auf einer Ebene bestimmt werden:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{3F \cdot (1 - \nu^3) \cdot d_K}{4E}} \cdot 2 \quad (3.4)$$

Die Masse des Magneten wird von den drei Justierbolzen getragen. Durch die Anordnung der Bolzen trägt der eine die Hälfte und die anderen Beiden jeweils ein Viertel der Magnetmasse. Daraus ergibt sich ein Durchmesser der Kontaktfläche von

- $d_{K1} = 2,3mm$  an der einen und
- $d_{K2} = 1,9mm$  an den anderen beiden

Kontaktpaarungen zwischen Kugelaufsatz und Druckplatte. Der ausführliche Rechenweg kann im Anhang [A.2.1](#) nachgeschlagen werden. [\[12\]](#)

Außerdem war es erforderlich, die Steifigkeit der Lenker zu bestimmen, da sie in der Simulation vereinfacht dargestellt werden sollen. In einer Parameterstudie mit ANSYS konnte die Federsteifigkeit mithilfe der Parameter *Kraft* als Eingangsgröße und *Weg*, als Ausgangsgröße, berechnet werden. In einem Kraft-Weg-Diagramm<sup>2</sup> ist die Steifigkeit die Steigung der Geraden. Für die beiden Lenkertypen konnten mithilfe der FEM folgende Steifigkeiten berechnet werden:

$$\begin{aligned} \text{Lenker kurz (250mm): } k_{L1} &= 230,2N/mm \\ \text{Lenker lang (300mm): } k_{L2} &= 264,2N/mm \end{aligned}$$

Wie in Kapitel [2.2](#) beschrieben, können Eigen- und Resonanzfrequenz nur bei schwacher Dämpfung miteinander verglichen werden. In Abschnitt [2.4.2](#) (Messung der Übertragungsfunktion) wurde bei der ersten Resonanzfrequenz eine 370fache Verstärkung der Amplitude gemessen. Mit der Gleichung [2.9](#) konnte ein Dämpfungsgrad von  $D = 0,00135$  berechnet werden<sup>3</sup>. Damit liegt der Dämpfungsgrad im Bereich der in der Literatur<sup>4</sup> gefundenen Werte. Die Dämpfung ist sehr klein und somit liegen Eigen- und Resonanzfrequenz sehr nahe beieinander.

### 3.2.2. Modellerzeugung<sup>5</sup>

Das CAD-Modell der Magnetaufstellung existierte bereits als Solid Edge Datei und konnten der Arbeit zur Verfügung gestellt werden. Mittels eines STEP<sup>6</sup>-Exports lie-

---

<sup>2</sup>siehe Abbildung [B.3](#)

<sup>3</sup>Ausführliche Rechnung in Anhang [A.2.2](#)

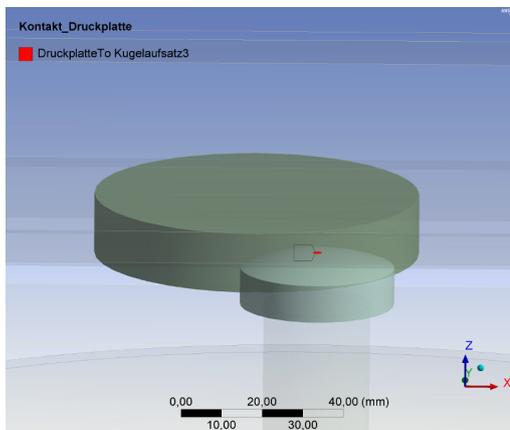
<sup>4</sup>siehe Tabelle [A.2](#)

<sup>5</sup>dieser Abschnitt bezieht sich in erster Linie auf das Rechenmodell 5

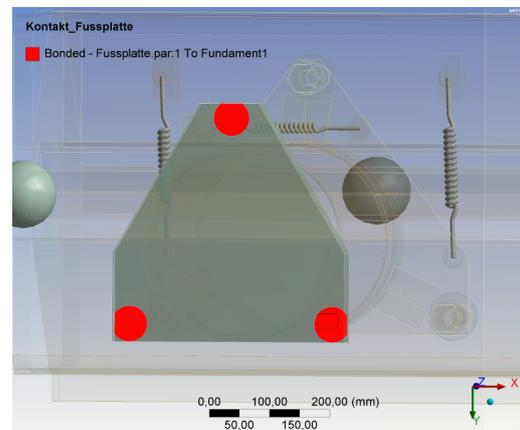
<sup>6</sup>Standard for the Exchange of Product Model Data (STEP), Dateiformat für 3D-Vektorgrafiken

ßen sich die Geometriedaten an ANSYS übertragen. Im Anschluss wurde die Geometrie im programmeigenen Design Modeler für die Berechnung vorbereitet. Es wurden Schnitte für eine gleichmäßige Vernetzung gesetzt und Flächenteilungen für eine Abgrenzung der Kontaktbedingungen durchgeführt. Außerdem konnte das Modell auf die wesentliche Struktur reduziert werden. Unwesentlichen Details, wie Bohrungen und Kleinteilen, führen zu einer Verfeinerung des Netzes und somit zu einer höheren Knotenanzahl. Dies wirkt sich negativ auf die Rechenzeit aus.

Die Kontaktbedingungen für die Simulation wurden von ANSYS automatisch erstellt. Die Kontaktart wurde auf „Verbund“ gesetzt. Dieser lineare Kontakt verbindet Bauteile miteinander, um z.B. eine Schweißverbindung abzubilden. Bei der Kontaktbedingung zwischen Kugelaufsatz und Druckplatte musste manuell eingegriffen werden, um die Kontaktfläche auf die errechneten Durchmesser<sup>7</sup> zu begrenzen. Auch bei dem Kontakt zwischen dem Fundament und der Fußplatte wurde der automatisch generierte Kontakt verändert. Die Fläche wurde im Design Modeler geteilt. So entstanden im Bereich der Stehbolzen einzeln selektierbare Flächen, die als Kontaktflächen ausgewählt wurden. Die manuell veränderten Kontaktbedingungen sind in Abbildung 3.5 dargestellt.



(a) Kontakt zwischen Druckplatte und Kugelaufsatz



(b) Kontakt zwischen Fußplatte und Fundament

Abbildung 3.5.: Manuell veränderte Kontakte

<sup>7</sup>HERTZ'sche Pressung:  $d_K = 1,9$  bzw.  $2,3\text{mm}$

In ANSYS gibt es die Möglichkeit, Federn in die Strukturgeometrie einzubinden. Diesen Federn kann eine Steifigkeit zugewiesen und sie können an Flächen oder Punkten mit der Geometrie verknüpft werden. Für die Einbindung der Lenker<sup>8</sup> war es naheliegend, diese Methode zu wählen, da sich hiermit die Struktur vereinfachen lässt.

Durch die Vorbereitung der Geometrie im Design Modeler war es möglich, das gesamte Modell mit der Sweepmethode zu vernetzen. Dabei entsteht ein sehr sauberes und strukturiertes Hexaedernetz. Desweiteren wurde darauf geachtet, dass die Wandstärken mit drei Elementen über die Dicke vernetzt sind. An den Kontakten zwischen Druckplatte und Kugelaufsatz wurde eine Kontaktelementgröße von  $0,3\text{mm}$  festgelegt, um den Kontakt mit mehreren Elementen über die Fläche abbilden zu können<sup>9</sup>.

### 3.2.3. FEA-Randbedingungen

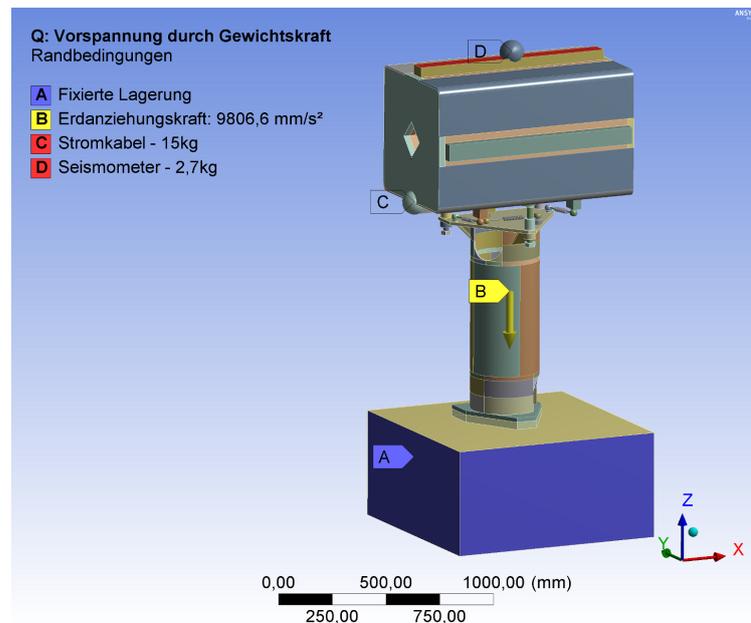


Abbildung 3.6.: Randbedingungen am endgültigen Simulationsmodell

Die Magnetaufstellung ist fest auf dem Boden montiert. In dem Rechenmodell in Abbildung 3.6 ist das Betonfundament mitmodelliert. Das Fundament hat an allen

<sup>8</sup>Lenker in Simulationsmodell, siehe Abbildung B.5

<sup>9</sup>siehe Abbildung B.6 zu Vernetzung

fünf Außenflächen (A) eine fixierte Lagerung. Das entspricht einer festen Einspannung und ist in der Abbildung blau dargestellt.

Die Baugruppe wird mit ihrem Eigengewicht belastet. Die Erdbeschleunigung bewirkt als Kraft eine Verformung in Richtung des gelben Pfeils (B). Die Kraftgröße ergibt sich aus der Masse der Bauteile.

Es ist wichtig, dass Steifigkeit und Masse im Modell richtig abgebildet sind, da hieraus die Eigenfrequenz berechnet wird (Gleichung 2.2). Die Stromkabel (C) und das Seismometer (D) tragen nicht zur Steifigkeit der Baugruppe bei, aber zur Masse. Vereinfacht werden diese Komponenten als Punktmassen in die Rechnung eingebracht.

### 3.2.4. Ergebnisse

Zunächst soll erklärt werden, wie die Umsetzung der Rechenmodelle in die FE-Umgebung erfolgt. Die Anzahl der Bauteile steigt von Rechenmodell 1 bis 5 und die Modelle werden zunehmend detaillierter. Eine Übersicht über die Rechenmodelle ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

1. Stabmodell der Länge  $a$  mit Punktmasse am Ende des Stabes.
2. Stabmodell der Länge  $a$  mit Punktmasse in Höhe des Schwerpunktes des Magneten. Der Endpunkt des Stabes und die Punktmasse sind über starren Hebel verbunden.
3. Körpermodell aus Säule und Ersatz-Magnet aus Ersatz-Material. Der Magnet befindet sich in exakter Höhe und die Säule füllt den Zwischenraum bis zum Fundament.
4. Körpermodell aus Säule, Ersatz-Magnet aus Ersatz-Material und Justierbolzen. Die Punktaufgabe mit Kontaktgröße über HERTZ'sche Pressung ist berücksichtigt.
5. Körpermodell mit allen Teilen wie in der Realität. Berücksichtigung der Flächenpressung nach HERTZ. Lenker sind durch Federn ersetzt. Betonfundament ist mitmodelliert. Der Magnet ist detailliert nachmodelliert<sup>10</sup> und nur noch der Kern ist aus Ersatz-Material.

---

<sup>10</sup>siehe Abbildung B.6, Schnittansicht des Magneten

Tabelle 3.3.: Ergebnisse der Rechenmodelle (RM) 1 bis 4

Mode Nr.	Eigenfrequenzen [Hz] der RM				Schwingungsrichtung
	1.RM	2.RM	3.RM	4.RM	
1	29,1	16,9	15,4	8,34	long./horizontal
2	29,1	16,9	15,8	9,35	long./horizontal
3	149,1	149,1	38,9	14,8	
4	–	–	106,1	40,6	
5	–	–	132,7	41,6	
6	–	–	140,3	57,3	
Knotenzahl:	100	100	13.700	189.000	

### Schrittweise detaillierte Rechenmodelle 1 bis 4

Die Ergebnisse der ersten vier Rechenmodelle sind in Tabelle 3.3 aufgelistet und in Abbildung B.7 sind die Modelle in der Simulationsumgebung gezeigt. Die ersten beiden Eigenfrequenzen beziehen sich auf die longitudinale beziehungsweise horizontale Schwingung. Dies ist die erste Eigenform, die bei allen Modellen auftritt. Die ersten beiden Rechenmodelle sind in sich symmetrisch, deshalb sind die ersten beiden Eigenfrequenzen jeweils gleich. Die dritte Eigenfrequenz ist bei den beiden Modellen gleich, da die Säule den gleichen Querschnitt und die gleiche Länge hat. Weitere Frequenzen können bei diesen Modellen nicht berechnet werden.

Für das dritte und vierte Rechenmodell können wieder sechs Eigenfrequenzen berechnet werden. Die dritte Eigenform beschreibt dabei eine Rotation um die vertikale Achse. Bei dem vierten Rechenmodell stützen die Justierbolzen den Magneten, die Eigenfrequenzen liegen unter den Werten der anderen Modelle.

### Endgültiges Rechenmodell - Modell Nummer 5

Die Ergebnisse des endgültigen Rechenmodells sind in Tabelle 3.4 zusammengefasst aufgelistet. In Abbildung 3.7 sind alle sechs berechneten Eigenformen bildlich dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass nur der Wert der Eigenfrequenz und die Eigenform von Bedeutung sind. Die Modalanalyse berechnet keine Amplituden. Die Farbskala zeigt allein, wie weit die Punkte von der Nullstellung entfernt sind. Die ersten beiden Eigenschwingungsformen lassen sich noch relativ einfach als Biegeschwingun-

gen entlang der Koordinatenrichtungen beschreiben. Bei der dritten Eigenfrequenz beschreibt die Schwingform eine Torsionsschwingung um die vertikale Achse. Die Schwingrichtung der vierten bis sechsten Eigenfrequenzen können den Koordinatenrichtungen nicht mehr ohne weiteres zugeordnet werden, sie werden hier als überlagert beschrieben.

Die ersten drei Eigenformen werden in dieser Art auch in der einschlägigen Fachliteratur beschrieben. [10, 11]

Tabelle 3.4.: Ergebnisse des endgültigen Rechenmodells (Nr.5)

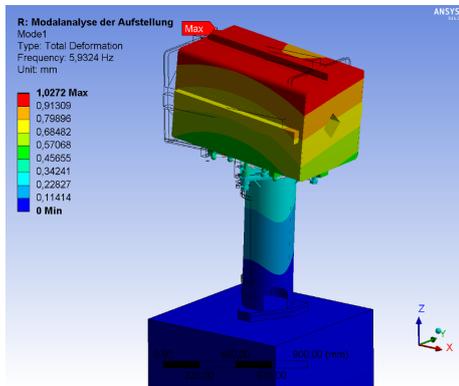
Mode Nummer	Eigenfrequenz [Hz]	Schwingungsrichtung
1	5,93	longitudinal
2	6,61	horizontal
3	18,1	Rotation um vertikale Achse
4	26,7	–(überlagert)
5	28,6	–(überlagert)
6	40,9	–(überlagert)
Knotenzahl:	283.000	

Da aufgrund der seismischen Messungen genaue Informationen zu dem Schwingungsverhalten der Baugruppe vorliegen, kann die Simulation an die gemessenen Resonanzfrequenzen angepasst werden. Mit dem fünften Rechenmodell kann so die größte Übereinstimmung mit den Messdaten erzielt werden.

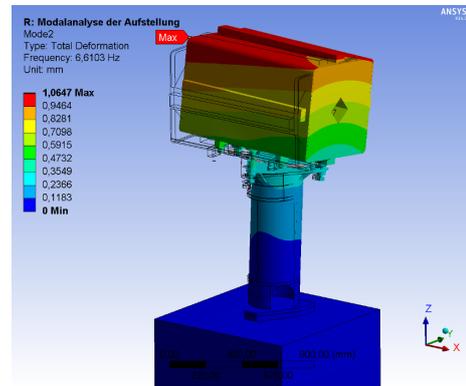
Ein ganzflächiger Kontakt an der Fußplatte liefert im Vergleich zur seismischen Messung ( $f_{R1} = 6,48Hz$ ) zu hohe Eigenfrequenzen ( $f_{01} = ca.9Hz$ ). Über die Anbindung von der Fußplatte zum Betonfundament ist wenig bekannt<sup>11</sup>. Da die Stehbolzen mit der Fußplatte verschraubt sind, wird der Kontakt in der Simulation auf diesen Bereich begrenzt. Über die Größe der Kontaktfläche ist das Frequenzverhalten gezielt steuerbar. Bei verkleinerter Fläche verliert das Modell an Steifigkeit und die berechneten Eigenfrequenzen werden kleiner. So lässt sich das Rechenmodell iterativ an die seismischen Messdaten anpassen.

Nach Abbildung 2.7 schwingt die Aufstellung bei der ersten Resonanzfrequenz in horizontaler Richtung. In der Simulation schwingt das System jedoch erst bei

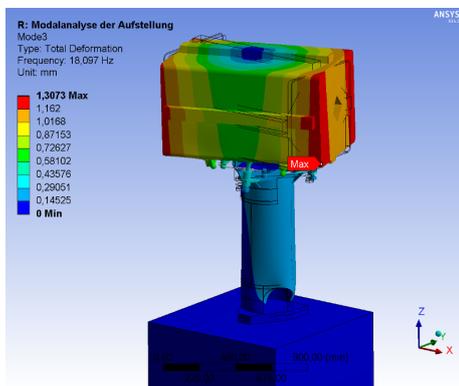
<sup>11</sup>siehe Abbildung B.4



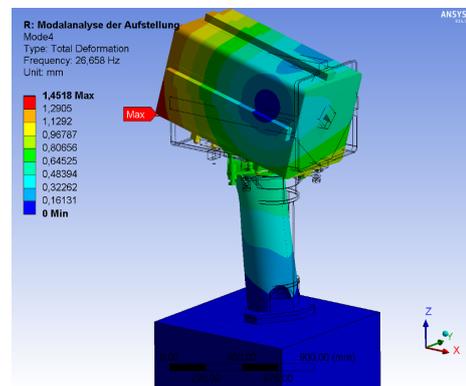
(a) Mode 1 -  $f_{01} = 5,93Hz$



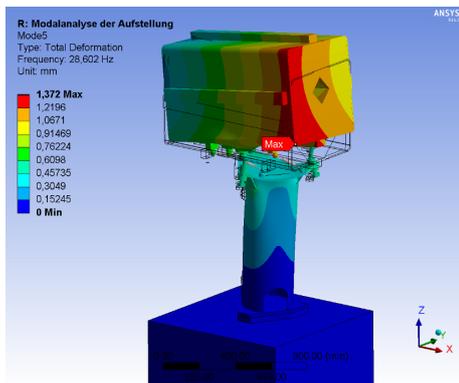
(b) Mode 2 -  $f_{02} = 6,61Hz$



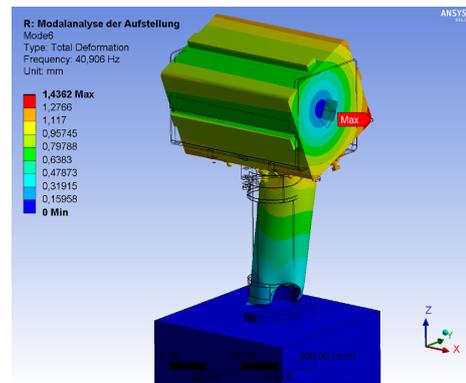
(c) Mode 3 -  $f_{03} = 18,1Hz$



(d) Mode 4 -  $f_{04} = 26,7Hz$



(e) Mode 5 -  $f_{05} = 28,6Hz$



(f) Mode 6 -  $f_{06} = 40,9Hz$

Abbildung 3.7.: Schwingformen(Moden) der ersten sechs Eigenfrequenzen

der zweiten Eigenfrequenz in horizontaler Richtung. In Abbildung 3.7b ist die zweite Schwingform dargestellt. Der graue Rahmen ist die Nullstellung und die farbige Schwingfigur der ausgelenkte Zustand. Die zweite Eigenfrequenz wird so an die erste Resonanzfrequenz der seismischen Messung angepasst. Dabei ergab sich ein Durchmesser der drei Kontaktflächen von  $d_K = 60\text{mm}$  als zielführend (Abbildung 3.5b).

### Relative Spannungen und Verzerrungen

Neben der Berechnung der Eigenfrequenzen und Schwingformen bietet ANSYS Workbench 14.5 auch die Möglichkeit, die relative Spannungsverteilung in der Modalanalyse auszugeben. Es werden Bereiche angezeigt, die großen Verzerrungen unterworfen sind. Die Zahlenwerte an den Farblegenden haben, wie oben erklärt, keine physikalische Bedeutung. [8]

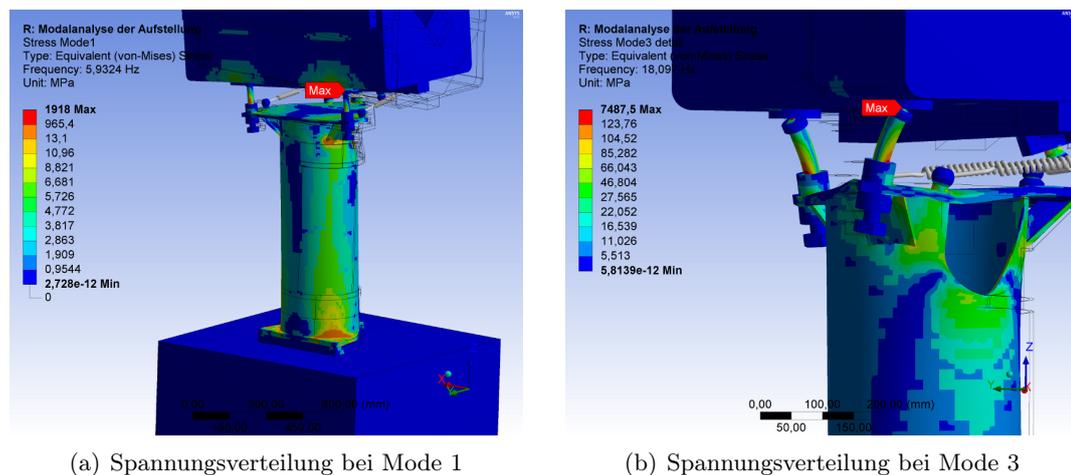


Abbildung 3.8.: Relative Spannungen am Simulationsmodell

Anhand der Abbildung 3.8 ist zu erkennen, dass besonders an den Justierbolzen erhöhte relative Spannungen auftreten. Die höchsten Spannungen treten an den Kontakten zwischen den Druckplatten und den Kugelaufsätzen auf. Ebenso unterliegt die Säule in den Bereichen der Versteifungen an der oberen Platte und in den Bereichen der Stehbolzen an der Fußplatte erhöhten Verzerrungen. Um die Aussparung der Säule herum sind ebenso kritische Bereiche. Nicht zu unterschätzen sind auch die Verzerrungen an der Magnetbaugruppe selbst.

### 3.3. Auswertung

Zunächst soll ein Vergleich der Rechenmethoden<sup>12</sup> am Beispiel des ersten und zweiten Rechenmodells zeigen, wie dicht die Ergebnisse für die erste Eigenfrequenz beieinander liegen. In Tabelle 3.5 sind die Ergebnisse der ersten beiden Rechenmodelle aufgelistet.

Tabelle 3.5.: Vergleich der ersten Eigenfrequenz von Rechenmodell (RM) 1 und 2

Rechenmethode	1.RM	2.RM
Einmassenschwinger	$f_{01} = 30,6 Hz$	$f_{01} = 17,5 Hz$
Rayleigh-Quotient	$\tilde{f}_{1\mu=0} = 32,8 Hz$	–
FEM	$f_{01} = 29,1 Hz$	$f_{01} = 16,9 Hz$

Ein Vergleich zwischen den Methoden zeigt, dass die Ergebnisse jeweils die gleiche Größenordnung haben. Beim ersten Rechenmodell liefert der Rayleigh-Quotient, wie beschrieben, einen oberen Grenzwert. Darunter liegen die Ergebnisse der Einmassenschwinger-Rechnung, dicht gefolgt von dem der FE-Rechnung. Genau wie beim zweiten Rechenmodell ist der Zahlenwert der Einmassenschwinger-Rechnung dicht bei dem der FE-Rechnung. Damit kann die FE-Simulation als verifiziert betrachtet werden.

In Tabelle 3.6 werden die Ergebnisse der FE-Simulation den Frequenzen der seismischen Messung gegenübergestellt.

Tabelle 3.6.: Vergleich von gemessenen mit berechneten Frequenzen

Mode Nummer	Gemessene Resonanzfrequenz [Hz]	Simulierte Eigenfrequenz [Hz]	Schwingform Nummer
1	–	5,93	1.
2	6,48	6,61	1.
3	12,5	18,1	– (Rotation)
4	26,6	26,7	2.
5	29,7	28,6	2.
6	39,6	40,9	2.

<sup>12</sup>Analytisch und mit FEM

Ein Vergleich zwischen gemessenen und simulierten Frequenzen ist in Abbildung 3.9 bildlich dargestellt. Die drei Übertragungsfunktionen sind in einem Diagramm zusammen aufgetragen. Die Pfeile zeigen die mittels FEM berechneten Werte der Eigenfrequenzen.

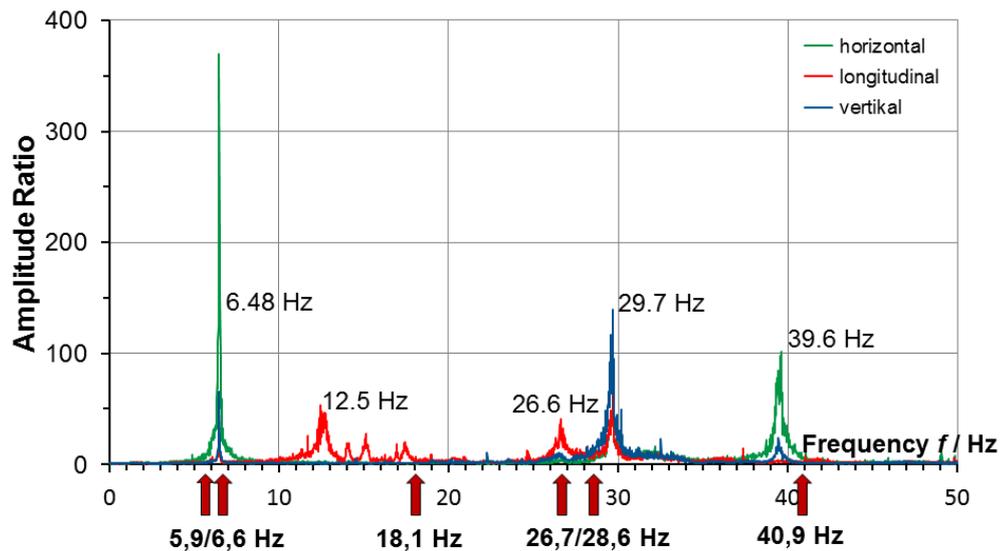


Abbildung 3.9.: Vergleich zwischen gemessener Resonanzfrequenzen und Eigenfrequenzen aus der FE-Simulation

Bei der seismischen Messung wurden die Beschleunigungen in den drei Raumrichtungen aufgenommen. Da das Seismometer sehr dicht am Rotationszentrum der dritten Eigenform aufgestellt wurde, konnte eine Drehung nicht erfasst werden. In den Übertragungsfunktionen tritt bei 18Hz keine resonanzartige Verstärkung der Amplitude auf. Andersherum kann die Resonanzfrequenz bei 12,5Hz nicht in die Ergebnisse der Simulation eingeordnet werden, es tritt in diesem Bereich offensichtlich keine Eigenfrequenz auf.

Bei der Untersuchung wurde herausgefunden, dass die zweite Eigenform in der Simulation der Schwingrichtung der ersten Resonanzfrequenz der seismischen Messung entspricht. Offenbar wurde erst die zweite Eigenfrequenz resonant angeregt und gemessen.

Mit der Anpassung der Simulation an die Resonanzfrequenz der Messung zeigt

sich, bis auf Ausnahmen<sup>13</sup>, eine gute Übereinstimmung der Frequenzen. Auch beim Vergleich der Bewegungsrichtungen der Moden lassen sich Gemeinsamkeiten zwischen Simulation und Messung feststellen. Die Messdaten lassen sich vor allem bei der ersten Eigenfrequenz gut in der Simulation abbilden.

Beim Vergleich der simulierten Schwingformen mit den Schwingformen eines idealen Balkens konstanter Steifigkeit in Abbildung B.1 fällt auf, dass die Form der ersten beiden Moden der ersten Balkenschwingform ähnelt. Die Magnetaufstellung ist sehr viel komplexer aufgebaut als der Balken, trotzdem zeigen sich bei der vierten, fünften und sechsten Mode Ähnlichkeiten zu der zweiten Schwingform des idealen Balkens.

In der FE-Simulation wurde ein Kontaktdurchmesser zwischen Fußplatte und Fundament von  $3 \times 60mm$  iterativ bestimmt. Das entspricht einer Kontaktfläche von  $1.845mm^2$ . Bei einer Gesamtfläche der Platte von  $119.750mm^2$  findet der Kontakt auf 1,54% der Fläche statt. Die Platte ist  $20mm$  dick und der verwendete Stehbolzen hat die Größe M16. Damit kann ein Druckkegel von ca.  $45^\circ$  Grad berechnet werden.

Die Größe der Kontaktfläche zwischen Fußplatte und Fundament ist ein wichtiges Ergebnis der Untersuchung in diesem Kapitel. Der Wert kann in die Analyse der verbesserten Magnetaufstellung im folgenden Kapitel einfließen und so für eine realitätsnahe Abbildung dieses Kontaktes sorgen.

---

<sup>13</sup>die  $12,5Hz$  und  $18,1Hz$

## Kapitel 4.

# Maßnahmen zur konstruktiven Optimierung

In diesem Kapitel sollen Maßnahmen erläutert werden, die zu einer Verbesserung des dynamischen Verhaltens einer Quadrupolaufstellung führen. Im nächsten Schritt wird beispielhaft eine verbesserte Magnetaufstellung beschrieben, die mithilfe einer FE-Analyse verifiziert wird.

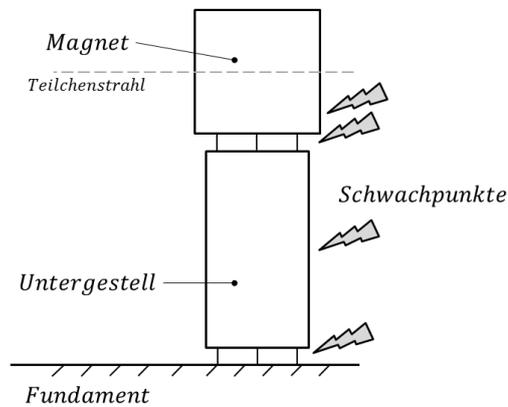
### 4.1. Allgemeine Maßnahmen zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens

**Steifigkeitserhöhung durch geometrische Veränderungen:** Die Eigenfrequenz eines Schwingensystems liegt nach Gleichung 2.2 umso höher, je größer das Verhältnis  $k/m$  ist. Da die Masse  $m$  in erster Näherung konstant bleibt, muss die Steifigkeit  $k$  des Systems hoch sein, um höhere Eigenfrequenzen zu erhalten. Anzustreben ist eine massenarme, also leichte, Konstruktion, bei der gleichzeitig eine hohe Steifigkeit realisiert wird.

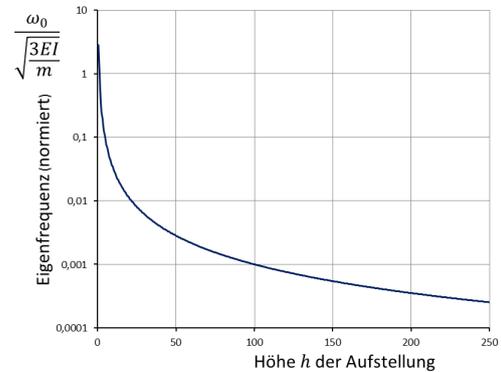
In Unterabschnitt 3.2.4 (Relative Spannungen) sind Bereiche in der Struktur der bestehenden Aufstellung angezeigt, die besonders hohen Verzerrungen unterworfen sind. An diesen Stellen sind in erster Linie versteifende Maßnahmen anzusetzen. In der Abbildung 4.1a sind die Schwachstellen einer Magnetaufstellung mit Blitzen markiert.

Die Steifigkeit des Magneten selbst ist ebenso von entscheidender Bedeutung für eine stabile Aufstellung, dies soll aber nicht im Fokus dieser Arbeit stehen.

Es zeigt sich, dass ein kleiner Abstand zwischen Untergestell und Magnet günstig für eine stabile Aufstellung ist. Eine Verwendung von kurzen Justierbolzen mit einem



(a) Magnetaufstellung mit möglichen Schwachstellen



(b) Frequenzverhalten über Höhe

Abbildung 4.1.: Konstruktive Verbesserungsmaßnahmen

hohen Flächenträgheitsmoment ist sinnvoll.

Bei der FE-Untersuchung der Justiersysteme kam heraus, dass eine Verteilung des Kontaktes auf einen größeren Bereich günstig ist. Das heißt Linienkontakt ist besser als Punktkontakt, am besten ist ein flächiger Kontakt. Weiterhin hat es sich als günstig erwiesen, die Justierelemente direkt über der Wand des Untergestells zu platzieren. Somit konnte die Durchbiegung und Federwirkung des oberen Flansches reduziert werden, was insgesamt zu einer steiferen Konstruktion führt.

Das Untergestell sollte möglichst solide ausgeführt sein. Große Querschnitte und damit große Flächenträgheitsmomente sind hilfreich. Aussparungen, wie Montageöffnungen, sind dabei eher ungünstig.

Die Anbindung zum Fundament ist ebenso entscheidend. Sie sollte möglichst direkt, großflächig und gleichmäßig verteilt geschehen.

**Materialwahl:** Durch die Wahl des Materials kann das dynamische Verhalten ebenso beeinflusst werden. Mithilfe eines Steifigkeits-Dichte-Verhältnisses können beispielhaft die Eigenschaften von Stahl und Beton gegenübergestellt werden.

$$\frac{E_{St}}{\rho_{St}} > \frac{E_{Bt}}{\rho_{Bt}} \quad (4.1)$$

Nach dem Einsetzen der Zahlenwerte ergibt sich:

$$\frac{2,1e^{11} N/m^2}{7.850 kg/m^3} = 26e^6 Nm/kg > \frac{3e^{10} N/m^2}{2300 kg/m^3} = 13e^6 Nm/kg$$

Das Verhältnis liefert bei Stahl einen höheren Zahlenwert. Damit hat Stahl deutlich bessere dynamische Eigenschaften als Beton.

Bei der Betrachtung von Stahl als gewählten Werkstoff, gibt es zwei grundlegende Möglichkeiten. Es kann Baustahl oder Gusseisen verwendet werden. Gusseisen hat gegenüber Baustahl den Vorteil, dass eine höhere Materialdämpfung vorliegt. Die Dämpfung in den Schweißungen bei Stahlkonstruktionen wiegt diesen Nachteil jedoch meist wieder auf. Dämpfungskräfte entstehen vor allem an Fugestellen, wo Relativbewegungen auftreten. [11]

**Höhe der Aufstellung:** Wird bei der Magnetaufstellung von einem einfachen Balken mit dem Magneten als Massenpunkt ausgegangen<sup>1</sup>, lässt sich die Eigenkreisfrequenz mit folgender Gleichung berechnen.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{3EI}{h^3 m}} \quad (4.2)$$

Es soll die Abhängigkeit der Eigenkreisfrequenz von der Höhe  $h$  der Aufstellung gezeigt werden. Die Steifigkeit  $EI$  und die Masse  $m$  werden dabei als konstant angenommen. Die Gleichung kann in Abhängigkeit von der Höhe aufgestellt werden.

$$\frac{\omega_0}{\sqrt{\frac{3EI}{m}}} = \frac{1}{\sqrt{h^3}} \quad (4.3)$$

Der Quotient aus der Eigenkreisfrequenz durch die Konstanten ist die normierte Eigenkreisfrequenz. Es besteht also eine reziproke Proportionalität zwischen der Eigenkreisfrequenz und der Höhe der Aufstellung.

$$\omega_0 \propto \frac{1}{\sqrt{h^3}} \quad (4.4)$$

In Abbildung 4.1b ist ein Diagramm mit dem hyperbolischen Verlauf der Eigenkreisfrequenz über der Höhe einer Aufstellung gezeigt. Bei folgender Gleichung werden

---

<sup>1</sup>Überlegung wie Kapitel 3.1.1 Einmassenschwinger

zwei Höhen  $h_1$  und  $h_2$  betrachtet.

$$\frac{\omega_0^*(h_1)}{\omega_0^{**}(h_2)} = \sqrt{\frac{h_2^3}{h_1^3}} \quad (4.5)$$

Wird  $h_2 = h_1/2$  gesetzt, dann ist  $\omega_0^{**}$  2,8mal so hoch wie  $\omega_0^*$ . Wird also die Höhe der Aufstellung halbiert, dann steigt die Eigenfrequenz auf den 2,8fachen Wert.

Je geringer die Höhe der einzelnen Komponenten und je kleiner der Gesamtabstand von der Fundamentoberfläche zu dem Quadrupolmagneten ist, desto günstiger sind die dynamischen Eigenschaften der Magnetaufstellung für die geforderten Randbedingungen.

## 4.2. Anforderungen an das System

Die Kriterien für die Konstruktion sind in Tabelle 4.1 als Anforderungen aufgelistet.

Tabelle 4.1.: Anforderungsliste

Lfd.	Relevanz	Anforderung
1	Forderung	1.EF über 50Hz
2	Wunsch	möglichst kleine Amplitude als Frequenzantwort am Magneten
3	Wunsch	Dreibeinlagerung
4	Forderung	Justierbarkeit des Magneten in allen 6 Freiheitsgraden
5	Wunsch	Justierbarkeit mit Lenkern
6	Wunsch	Befestigung der Magnetaufstellung am Boden
7	Forderung	Lagesicherung
8	Wunsch	Bauraum auf Unterlage von $\varnothing 800mm$ nicht überschreiten
9	Forderung	Verletzungsgefahr vermeiden, Kanten gebrochen
10	Wunsch	geringe Kosten

Wie schon erwähnt, wird die Leistungsdichte mit steigender Frequenz immer kleiner. Bei Frequenzen über 50Hz ist die Leistungsdichte so klein, dass hier ein Grenzwert festgelegt wurde. Strahlführende Bauteile sollen nicht unter dieser Schranke resonant angeregt werden können. Die erste Eigenfrequenz sollte etwas über den be-

sagten  $50\text{Hz}$  liegen, da die Anregung genau bei dieser Frequenz aus dem elektrischen Netz kommt.

### 4.3. Konstruktionsprozess

#### 4.3.1. Lösungsfindung als iterativer Prozess

Im gegebenen zeitlichen Rahmen werden verschiedene Konstruktionsideen und Geometrievarianten berechnet. Das Schema in Abbildung 4.2 zeigt die Lösungsfindung als iterativen Lösungsprozess. Es wird eine Variante konstruiert und anschließend in der FE-Simulation untersucht. Ist das Ergebnis nicht zufriedenstellend, wird eine neue Idee umgesetzt. Dies geschieht so lange, bis eine Konstruktion den Anforderungen gerecht wird oder der Aufwand eine Grenze setzt.

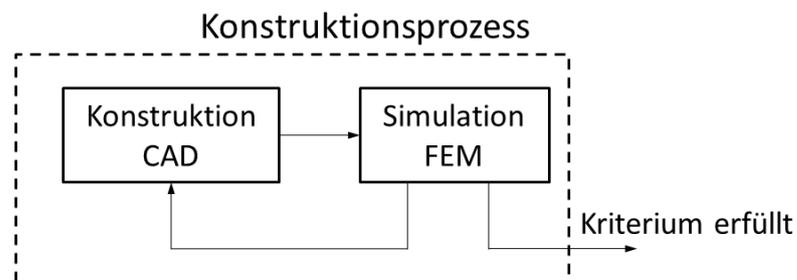


Abbildung 4.2.: Schemadarstellung eines Konstruktionsprozesses

#### 4.3.2. Lösungsideen

Zusätzlich zu den bestehenden Lösungen in Kapitel 2.1 sind im Folgenden neue Lösungsvarianten beschrieben. In Tabelle 4.2 sind alle Lösungsvarianten in einem vereinfachten Lösungskasten zusammengestellt.

Das Untergestell kann als Gusskonstruktion ausgeführt werden. Dies bietet den Vorteil, dass der Konstrukteur in der Formgebung flexibler ist. Dazu kommt die positiv einfließende Materialdämpfung.

Für die Anbindung der Untergestellkonstruktion gibt es die Möglichkeit, einen Anschweißanker im Bodenfundament vorzusehen. Dieser Anker müsste bei der Her-

Tabelle 4.2.: Konstruktive Lösungsvarianten

<b>Lösungen</b>			
Unterbau	Betonkonstruktion in Vollquerschnitt	Stahl-Schweißkonstruktion (Hohlquerschnitt)	Gusseisenkonstruktion (Hohlquerschnitt)
Anbindung an Fundament	Kleben	Mit Stehbolzen verschrauben und Verkleben	Mit Anker in Fundament verschweißen
Justiersystem	Justierschrauben	Höhenverstell-element mit Kugelscheibe (Kaufteil)	Rohrbolzenjustiersystem mit Kugelscheibe-Kegelpfanne
Nachträglich installierbare Versteifungsmaßnahme	Verklebung in Justierebene mit Kunstharz	Abstützung des Magneten z.B. am Mauerwerk	

stellung des Fundamentes in der richtigen Position mit in den Boden eingebracht werden. Anschließend kann das Untergestell stoffschlüssig mit dem Anker verbunden werden.

Als nachträgliche Versteifungsmaßnahme ist eine Abstützung des Magneten zum Mauerwerk möglich. Auf diese Weise sollte sich vor allem die horizontale Schwingung des Magneten reduzieren lassen.

Die ausgewählten Lösungen sind in Abbildung 4.3 skizzenhaft dargestellt.

### 4.3.3. Auswahl geeigneter Maßnahmen

In Abbildung 4.4 ist die optimierte Konstruktion der Magnetaufstellung mit einer Detailansicht der Justiersystems dargestellt. Im Folgenden wird die Auswahl der Konstruktionselemente beschrieben.

**Unterbau:** Die Materialwahl bei dem Untergestell fällt wegen des günstigeren Steifigkeits-Dichte-Verhältnisses auf das Stahluntergestell. Ein geschweißtes Untergestell hat gegenüber einem Gegossenen den Vorteil, dass Standard-Halbzeuge verwendet

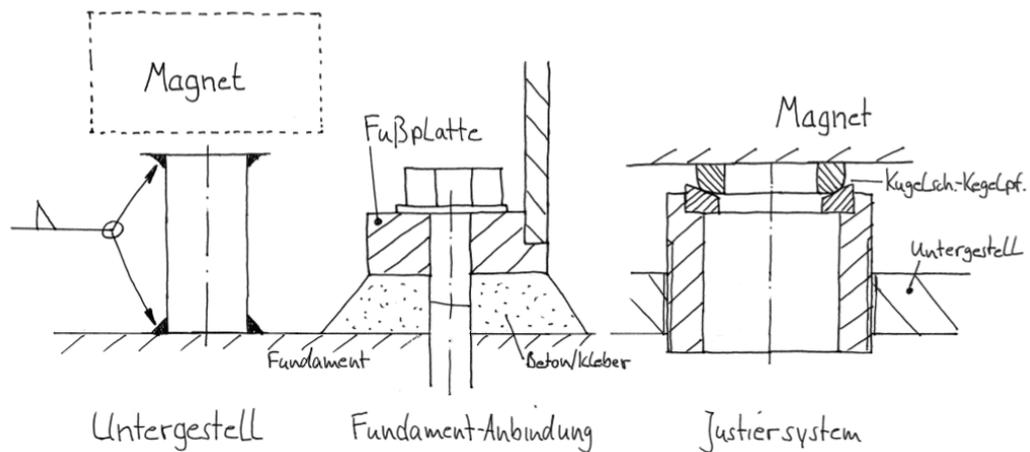


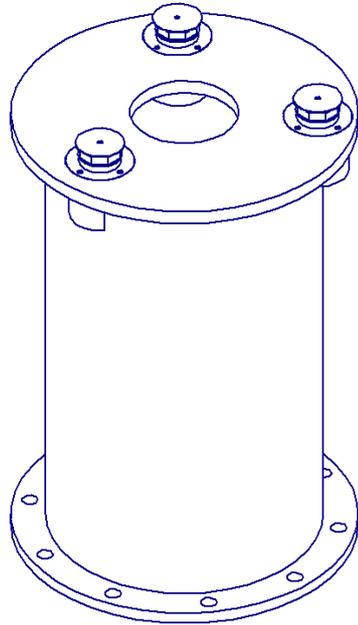
Abbildung 4.3.: Skizzenhafte Darstellung der ausgewählten Lösungen

werden können. Bei Gussteilen muss erst eine Form hergestellt werden. Daher rennieren sich Gussteile meist erst bei größeren Stückzahlen, obwohl Gusseisen mit einer höheren Materialdämpfung bessere Schwingungseigenschaften hat als Baustahl. Bei dem in dieser Arbeit vorgesehenen Berechnungsmodell kann die Dämpfung nicht berücksichtigt werden. Daher wird das Untergestell als Stahl-Schweißkonstruktion ausgeführt.

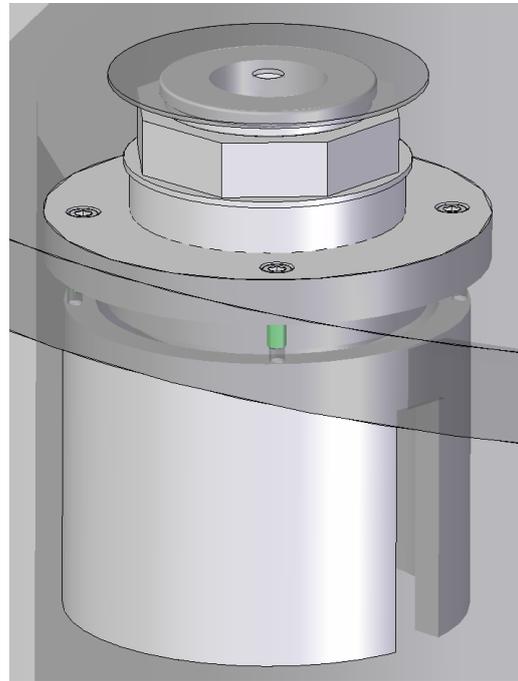
Die Halbzeug-Querschnitte für das Untergestell entstammen der einschlägigen Fachliteratur. Bei dem Querschnitt für die Säule fiel die Wahl auf ein Mannesmann Rohr  $RO\ 559 \times 16$  mit einem Außendurchmesser von 559 und einer Wandstärke von 16 Millimetern.[13]

Der Bereich der Säule, an dem die Justierelemente positioniert sind, ist wegen der Aussparung verstärkt. Dafür sind die Versteifungsrohre vom Typ Mannesmann  $RO\ 114.3 \times 10$  vorgesehen. Sie sind geschlitzt und können anschließend eingeschweißt werden.

**Anbindung an Fundament:** Bei der Anbindung des Untergestells an das Betonfundament ist es das Praktikabelste, beide Elemente mittels Stehbolzen, die in das Fundament eingebracht werden, zu verbinden. Bei einer höheren Zahl an Stehbolzen ist eine bessere Verteilung der Last als in der Basiskonstruktion möglich. Zusätzlich kann die Fußplatte mit einem Kleber oder Beton unterfüttert werden. Würde das



(a) Technische Zeichnung in isometrischer Ansicht



(b) Detailansicht eines Justierelementes

Abbildung 4.4.: CAD-Modelle der Konstruktion (ohne Befestigungsscheibe)

Fundament noch nicht existieren, könnte mit der Einbringung eines Ankers, an den das Gestell angeschweißt wird, sicher eine steifere Anbindung erzielt werden. Dies kann bei einem neuen Beschleuniger umgesetzt werden, für den ein Fundament noch gegossen werden muss.

**Justiersystem:** Bei den Justierelementen wurde ein System entwickelt, welches modular einsetzbar ist und so in andere Baugruppen integriert werden kann. Wegen des größeren Trägheitsmomentes ist der Justierbolzen hier als Rohr mit einer großen Wandstärke ausgeführt. Der Winkelausgleich geschieht über eine Kugelscheibe-Kegelpfanne-Kombination.

Für die Baugruppe wurden Zusammenbauzeichnungen und Stücklisten erstellt. Die

technischen Zeichnungen<sup>2</sup> sind in Anhang D zu finden und die Datenblätter von den Herstellern befinden sich in Anhang C. Anhand von Abbildung 4.5 soll die Funktionsweise des Justierelementes genauer erklärt werden.

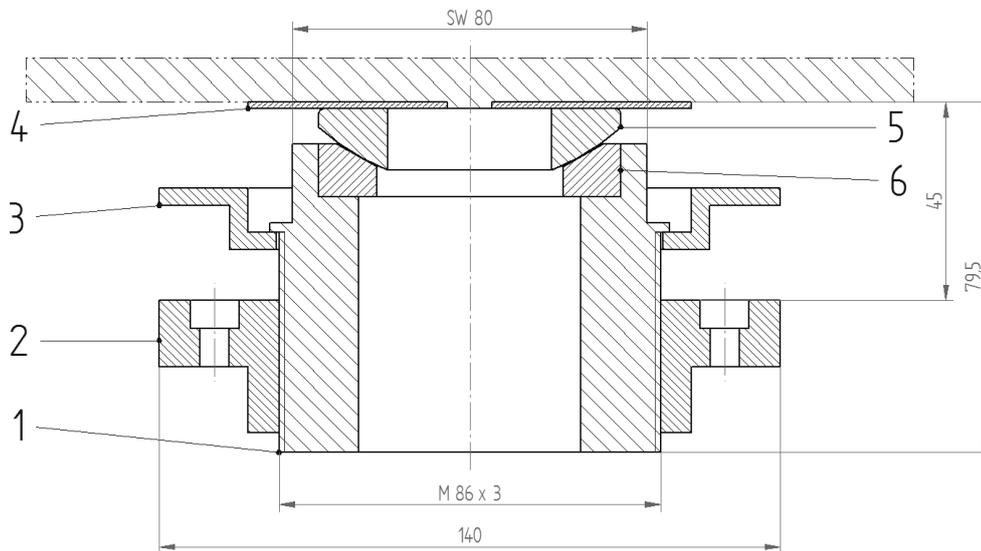


Abbildung 4.5.: Technische Zeichnung der Justiereinheit in Schnittansicht; 1: Gewindebolzen, 2: Gewindebuchse, 3: Befestigungsscheibe, 4: Gleitplatte, 5: Kugelscheibe, 6: Kegelpfanne

Der Gewindebolzen (Pos.1) wurde wegen des höheren Flächenträgheitsmomentes durch ein Mannesmann Rohr  $RO\ 88.9 \times 20$  ersetzt, auf welches ein  $M86 \times 3$ -Gewinde geschnitten wird. An der außenliegenden Schlüssel­fläche kann ein Schraubenschlüssel angesetzt werden, der die Höhenregulierung des Justierelementes ermöglicht. Der Gewindebolzen sitzt in der Gewindebuchse (Pos.2). Damit kann die Justiereinheit modulartig auch in andere Baugruppen integriert werden. An der Befestigungsscheibe (Pos.3) kann ein Mechanismus installiert werden, der dem Magneten als Kippsicherung dient. Dieser Mechanismus ist in dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt. Zwischen der Gleitplatte (Pos.4) und der Kugelscheibe (Pos.5) wird der Gleitkontakt realisiert. Die Gleitplatte besteht, wegen der guten Gleiteigenschaften, aus Bronze. Auf dieser Gleitebene kann der Magnet zum Teilchenstrahl verschoben und justiert werden. Ein ähnliches System hat sich bereits bei den Undulatoraufstellungen be-

<sup>2</sup>Torben Reuss, Vera Baier (Erstellung der technischen Zeichnungen, März 2014)

währt<sup>3</sup>. Die bereits erwähnte Kugelscheibe-Kegelpfanne-Kombination (Pos.5 und 6) wurde von der Firma *Norelem* übernommen. Zwischen diesen beiden Elementen wird ein Linienkontakt realisiert. Die Lenker sind in der Konstruktion nicht enthalten. Sie sollen nicht unter dem Magneten, sondern seitlich daneben angebracht werden.

#### 4.3.4. Ergebnisse der FE-Simulation

Bei der FE-Simulation der verbesserten Konstruktion wurde analog zu der Berechnung in Kapitel 3.2 vorgegangen. Die Kontaktfläche aus der vorherigen FEA von  $A_K = 1.845mm^2$  zwischen Fundament und Untergestell wird übernommen und von drei auf zehn Kontaktflächen erweitert. Es ergeben sich zehn gleichmäßig auf dem Flansch verteilte Flächen mit einem Durchmesser von  $d_K = 32,2mm$ . Außerdem wird das gleiche Modell des Quadrupulmagneten aus dem fünften Rechenmodell verwendet. Das gesamte Simulationsmodell hat 282.000 Knoten. Auf die Einbeziehung der Lenker wurde in dieser Simulation verzichtet. Da sie das System versteifen, berechnet sich hier ein kleinerer Wert für die Eigenfrequenz (konservative Rechnung).

Die dynamische Anforderung an die Konstruktion zielt auf den Wert der ersten Eigenfrequenz ab. Daher kann das Ergebnis der Modalanalyse auf diesen Wert beschränkt werden. Die Konstruktionsvariante mit den besten Ergebnissen schwingt bei einer Frequenz von  $f_{01} = 20,8Hz$ . Die erste Eigenfrequenz konnte damit um den 3,2fachen Wert erhöht werden. Die Ergebnisse der Modalanalyse sind in Abbildung 4.6 dargestellt.

---

<sup>3</sup>Foto siehe B.8

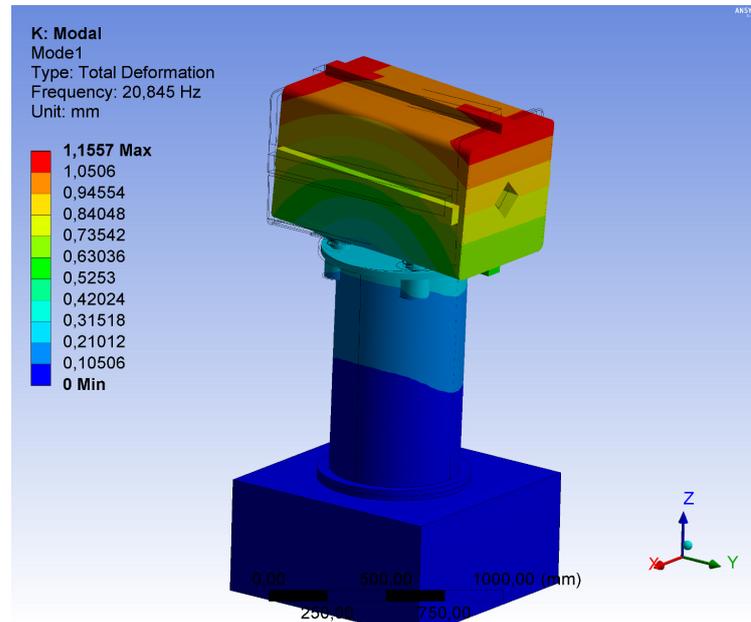


Abbildung 4.6.: Erste Eigenfrequenz der neuen Magnetaufstellung bei  $f_{01} = 20,8 Hz$

Bei der Modalanalyse lassen sich die relativen Spannungen wieder mit ausgeben. Die Abbildung 4.7 zeigt die relative Spannungsverteilung in der Baugruppe. Vor allem am Magneten, in den Bereichen an denen die Justierelemente ansetzen, treten erhöhte Verzerrungen auf. Auch im unteren Teil der Säule sind kritische Bereiche.

Die in diesem Kapitel erstellte Konstruktion einer Magnetaufstellung genügt den Anforderungen aus Tabelle 4.1 nicht. Die erste Eigenfrequenz der Magnetaufstellung liegt nicht oberhalb von 50Hz. Bei einer Rechnung mit einer fixierten Lagerung an der Unterseite des Untergestells und einem Ersatz-Magneten, der aus einem Vollquerschnitt aus Ersatz-Material aufgebaut ist, können die äußeren Einflüsse unterdrückt werden. Es kann eine Aussage getroffen werden, wo die erste Eigenfrequenz der Magnetaufstellung liegt, wenn die Anbindung zum Boden 100% fest und der Magnet unverformbar ist. In einer solchen Simulation erreicht die Magnetaufstellung eine Eigenfrequenz von  $f_{01} = 38 Hz$ .

Anhand der relativen Spannungen aus Abbildung 4.7 ist zu erkennen, dass der Magnet die größte Schwachstelle in dieser Konstruktion ist. Im Bereich der Justierbolzen

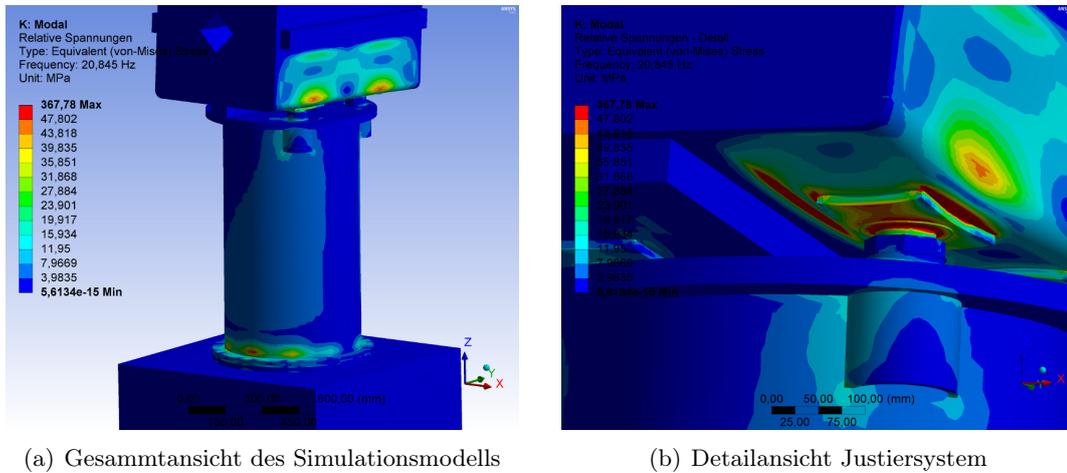


Abbildung 4.7.: Relative Spannungen

müsste eine Verstärkung des Magneten erfolgen. Ebenso ist im unteren Bereich der Säule die Struktur erhöhten Verzerrungen unterworfen. Mithilfe von Knotenblechen könnte hier eine Verstärkung erfolgen.

## Kapitel 5.

# Zusammenfassung und Ausblick

Zielsetzung der Arbeit war es eine Strukturanalyse der bestehenden PETRA III Quadrupolaufstellung bezüglich des Schwingungsverhaltens durchzuführen und Maßnahmen zur konstruktiven Optimierung zu erarbeiten.

Mithilfe einer FE-Simulationssoftware wurde eine Modalanalyse durchgeführt. Die angewendeten Rechenmodelle wurden schrittweise detailliert. Angefangen bei einem einfachen Einmassenschwinger, über ein vereinfachtes Körpermodell, bis hin zu einem detaillierten Rechenmodell wurden Eigenfrequenzen und Eigenformen berechnet. Die vereinfachten FE-Modelle wurden durch eine analytische Berechnung verifiziert. Die bereitgestellten Übertragungsfunktionen entstammten einem gemessenen Leistungsdichtespektrum (PSD). Es wurde gezeigt, dass die gemessenen Resonanzfrequenzen aufgrund der schwachen Dämpfung mit den berechneten Eigenfrequenzen verglichen werden können. Die Ergebnisse des endgültigen Modells wurden mit der Übertragungsfunktion einer seismischen Messung an dem Quadrupolmagneten abgeglichen. Unter Variation des Kontaktbereiches an der Grundplatte in der Simulation konnte eine gute Übereinstimmung der Ergebnisse erzielt werden. Dabei konnte zum Einen die Fläche des Kontaktes ermittelt werden. Zum Anderen wurde festgestellt, dass erst die zweite Eigenfrequenz der Simulation bei  $6,5\text{Hz}$  resonant angeregt wird.

Im Allgemeinen und im Speziellen wurden Maßnahmen aufgezeigt, mit denen das dynamische Verhalten von Quadrupolaufstellungen verbessert werden kann. Es wurde gezeigt, dass eine hohe Steifigkeit der Konstruktion anzustreben ist. Ausgewählte Maßnahmen wurden angewendet, mit einem FE-Modell verifiziert und für geeignet befunden. Es zeigte sich jedoch, dass es Schwierigkeiten gibt, die Anforderungen an die Konstruktion zu erfüllen. Eine Optimierung der Aufstellung, hinsichtlich des Überschreitens der  $50\text{Hz}$ -Grenze für die erste Eigenfrequenz stellt sich als komplizierter

heraus als erwartet. Bei der verbesserten Konstruktionsvariante wurde die errechnete Kontaktfläche vom Ist-Systems übernommen und geschickter aufgeteilt. So konnte der Bodenkontakt realitätsnah in der Simulation abgebildet werden. Für die optimierte Magnetaufstellung konnte eine erste Eigenfrequenz von  $f_{01} = 20,8Hz$  erzielt werden. Die Eigenfrequenz wurde damit um den 3,2fachen Wert erhöht. Auf den Aufbau des Magneten wurde im Rahmen dieser Arbeit keinen Einfluss genommen. Jedoch wird der vorliegende Magnet als eine der vorhandenen Schwachstellen identifiziert, da die geringe innere Bauteilfestigkeit der Magnetkonstruktion zu niedrigen Eigenfrequenzen führt. In einer Simulation, in der die Verformung des Magneten unterdrückt ist, erreicht die Magnetaufstellung eine Eigenfrequenz von  $f_{01} = 38Hz$ . Die Beschaffenheit der Magnete sollte in zukünftigen Prognosen berücksichtigt werden.

Der nächste Schritt für die dynamische Untersuchung ist eine angeregte Schwingungsanalyse mit einer Fußpunktanregung. ANSYS Workbench 14.5 bietet dafür die sogenannte PSD-Analyse an. Dabei wird das Simulationsmodell mit einem Leistungsdichtespektrum angeregt. Als Resultat wird ein Leistungsdichtespektrum für die Verformung an jedem beliebigen Auswertepunkt ausgegeben. Aus diesen Daten kann ermittelt werden, mit welcher Wahrscheinlichkeit ein bestimmter Grenzwert für eine Verformung überschritten wird. [8]

# Literaturverzeichnis

- [1] DESY: *Über Desy*. URL: [http://www.desy.de/ueber\\_desy/desy/index\\_ger.html](http://www.desy.de/ueber_desy/desy/index_ger.html) (Abgerufen: 20.01.2014).
- [2] DESY: *Über Desy - Forschung für die Zukunft*. URL: [http://www.desy.de/ueber\\_desy/desy/forschung\\_fuer\\_die\\_zukunft/index\\_ger.html](http://www.desy.de/ueber_desy/desy/forschung_fuer_die_zukunft/index_ger.html) (Abgerufen: 20.01.2014).
- [3] DESY: *Luftfoto: Teilchenbeschleuniger bei DESY*. URL: <https://media.desy.de/DESYmediabank/?l=de&c=3977> (Abgerufen: 20.01.2014).
- [4] DESY: *Anlagen und Projekte - PETRA III*. URL: [http://www.desy.de/forschung/anlagen\\_\\_projekte/petra\\_iii/index\\_ger.html](http://www.desy.de/forschung/anlagen__projekte/petra_iii/index_ger.html) (Abgerufen: 19.03.2014).
- [5] DESY: *Neuer Emittanz-Weltrekord an PETRA III*. URL: <http://www.desy.de/aktuelles/@@news-view?id=6024&lang=ger> (Abgerufen: 12.03.2014).
- [6] HERING, E.; MARTIN, R.; STOHRER, M.: *Physik für Ingenieure; 9.Auflage*. BERLIN, HEIDELBERG: SPRINGER-VERLAG, 2004. ISBN 3-540-21036-9
- [7] WILL, P.; LÄMMEL, B.: *Kleine Formelsammlung - Technische Mechanik; 4.Auflage*. MÜNCHEN: HANSER VERLAG (FACHBUCHVERLAG LEIPZIG), 2007. ISBN 978-3-446-41137-1
- [8] GEBHARDT, CHRISTOF: *Praxisbuch FEM mit Ansys Workbench - Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik*. MÜNCHEN: HANSER VERLAG, 2011. ISBN 978-3-446-42517-0
- [9] GROTE, K.-H.; FELDHUSEN, J.: *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau; 23.Auflage*. BERLIN, HEIDELBERG: SPRINGER-VERLAG, 2011. ISBN 978-3-642-17305-9

- [10] DRESSIG, H.; HOLZWEISSIG, F.: *Maschinendynamik; 7.Auflage*. BERLIN, HEIDELBERG: SPRINGER-VERLAG, 2006. ISBN 3-540-30709-5
- [11] WECK, M; BRECHER, C: *Werkzeugmaschinen 2 - Konstruktion und Berechnung; 8.Auflage*. BERLIN, HEIDELBERG: SPRINGER-VERLAG, 2006. ISBN 978-3-642-38745-6
- [12] PALAND, E.-G.: *Technisches Taschenbuch; Veränderter Nachdruck*. HERZOGENAURACH, INA-SCAEFFLER KG, 2002.
- [13] DLUBAL: *Profile Querschnitte*. URL: [http://profiles.dlubal.de/App\\_Forms/Profile\\_Gewalzte.aspx?iid=6](http://profiles.dlubal.de/App_Forms/Profile_Gewalzte.aspx?iid=6) (Abgerufen: 24.03.2014).

# Anhang A.

## Berechnungen

In diesem Anhang sollen die ausführlichen analytischen Rechnungen zum dynamischen Verhalten der Magnetaufstellung dargestellt werden. Um Dopplungen zu vermeiden, sind die gegebenen Werte für die Berechnungen in Tabelle A.1 nach Formelzeichen alphabetisch aufgelistet.

Tabelle A.1.: Gegebene Werte für die Berechnungen dieses Anhangs

Benennung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Länge der Säule	$a$	0,893	$m$
Länge steifes Element	$b$	0,457	$m$
Außendurchmesser	$d_a$	0,324	$m$
Innendurchmesser	$d_i$	0,310	$m$
Durchmesser Kugelaufsatz $d_K$	$= 50,6$	$mm$	
Erdbeschleunigung	$g$	9,81	$m/s^2$
Magnetmasse	$m_M$	1850	$kg$
Formfaktor (für Kreisquerschnitt)	$k_y$	1,2	–
Elastizitätsmodul	$E$	$2,1e^{11}$	$N/m^2$
Querkontraktionszahl	$\nu$	0,3	–

### A.1. Ergänzung analytische Rechnung

Die Querschnittsfläche  $A$  und das Flächenträgheitsmoment  $I$  des Hohlkreises der Säule sind für die Berechnungen von entscheidender Bedeutung und sollen deshalb

schon an dieser Stelle definiert werden.

$$A = \frac{\pi(d_a^2 - d_i^2)}{4}$$
$$I = \frac{\pi(d_a^4 - d_i^4)}{64}$$

Das Schubmodul  $G$  soll auch an dieser Stelle definiert werden:

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

Nach dem Einsetzen der Zahlenwerte ergibt sich entsprechend:

$$A = \frac{\pi((0,324m)^2 - (0,310m)^2)}{4} = 6,97e^{-3}m^2$$
$$I = \frac{\pi((0,324m)^4 - (0,310m)^4)}{64} = 8,76e^{-5}m^4$$
$$G = \frac{2,1e^{11}N/m^2}{2(1 + 0,3)} = \frac{2,1e^{11}N/m^2}{2,6} = 8,08e^{10}N/m^2$$

### A.1.1. Einmassenschwinger - Einteiliger Balken

Für die Betrachtung des Einmassenschwingers mit konstanter Steifigkeit über die Länge  $a$  ergeben sich folgende Komponenten der horizontalen Biegung.

$$w_B = \frac{Fa^3}{3EI} \quad w_S = \frac{k_y \cdot Fa}{GA}$$

Daraus ergibt sich die horizontale Federsteifigkeit  $k_H$

$$k_H = \frac{F}{w_B + w_S}$$

Es gilt folgende Gleichung für die Eigenfrequenz  $f_0$ :

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{E}{\left(\frac{a^3}{3I} + \frac{k_y \cdot 2,6a}{A}\right) \cdot m_M}}$$

Nach einsetzen der Zahlenwerte ergibt sich mit:

$$\begin{aligned} f_{0H} &= \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2,1e^{11} \frac{N}{m^2}}{\left(\frac{(0,893m)^3}{3,876e^{-5}m^4} + \frac{11 \cdot 26 \cdot 0,893m}{697e^{-3}m^2}\right) \cdot 1850kg}} \\ &= \underline{\underline{30,6Hz}} \end{aligned}$$

für die Eigenfrequenz der horizontalen Schwingung.

Den Ausdruck für die vertikale Federsteifigkeit  $k_V$  erhält man nach den Gleichungen 3.2 und einsetzen von  $l = a$ :

$$k_V = \frac{AE}{a}$$

Folgende Formel ergibt sich nach einsetzen der Zahlenwerte:

$$\begin{aligned} f_{0V} &= \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{AE}{a \cdot m_M}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{2,1e^{11} \frac{N}{m^2} \cdot 6,97e^{-3}m^2}{0,893m \cdot 1850kg}} \\ &= \underline{\underline{149,8Hz}} \end{aligned}$$

für die Eigenfrequenz der vertikalen Schwingung.

### A.1.2. Rayleigh-Quotient

Als Ergänzung zum Hauptteil ist die Ansatzfunktion in Abbildung A.1 dargestellt. Um die Ansatzfunktion in die Gleichung 3.3 einsetzen zu können, muss sie zunächst abgeleitet und quadriert werden:

$$\begin{aligned} \tilde{W}_1^2(x) &= A^2 \left( \cos^2 \left( \frac{\pi x}{2l} \right) - 2 \cos \left( \frac{\pi x}{2l} \right) + 1 \right) \\ \tilde{W}_1''^2(x) &= A^2 \cos \left( \frac{\pi x}{2l} \right) \left( \frac{\pi}{2l} \right)^4 \end{aligned}$$

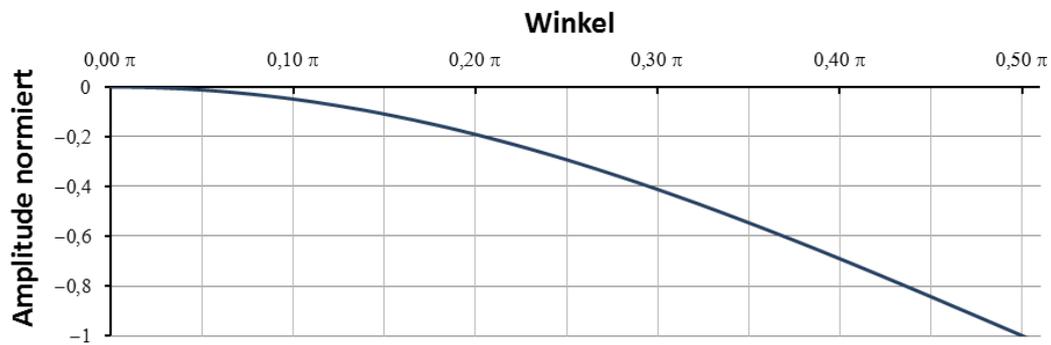


Abbildung A.1.: Auf minus eins normierte Ansatzfunktion für Rayleigh-Quotient

Wolfram Alpha<sup>1</sup> liefert für die Integrale folgende Lösungen:

$$\int \cos(ax) dx = \frac{\sin(ax)}{a}$$

$$\int \cos^2(ax) dx = \frac{1}{2}x + \frac{\sin(2ax)}{4a}$$

Nach dem Integrieren und Einsetzen der Integrationsgrenzen ergibt sich:

$$\tilde{\omega}_1^2 = \frac{EI \frac{\pi^4}{32l^3}}{\mu l \left(\frac{3}{2} - \frac{4}{\pi}\right) + m_M} \geq \omega_1^2$$

Entsprechend gilt nach einsetzen der Zahlenwerte:

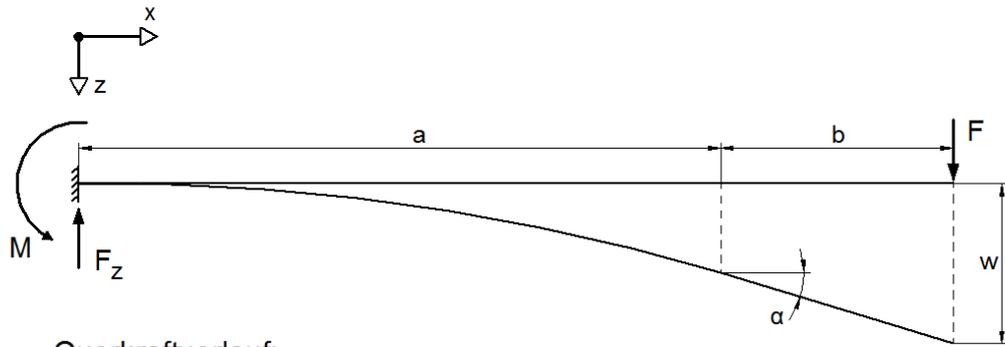
$$\tilde{\omega}_1^2 = \frac{2,1e^{11} \frac{N}{m^2} \cdot 8,76e^{-5} m^4 \cdot \frac{\pi^4}{32 \cdot (0,893m)^3}}{6,97e^{-3} m^2 \cdot 7900 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,893m \cdot \left(\frac{3}{2} - \frac{4}{\pi}\right) + 1850kg} \geq \omega_1^2$$

Mit  $\omega = 2\pi f$  liegen die Eigenfrequenz des Systems ohne ( $\mu = 0$ ) und mit Eigenmasse der Säule bei:

$$\tilde{f}_{1\mu=0} = 32,81Hz \geq f_1$$

$$\tilde{f}_1 = 32,71Hz \geq f_1$$

<sup>1</sup><https://www.wolframalpha.com/> (Computeral Knowledge Engine)



Querkraftverlauf:



Momentenverlauf:

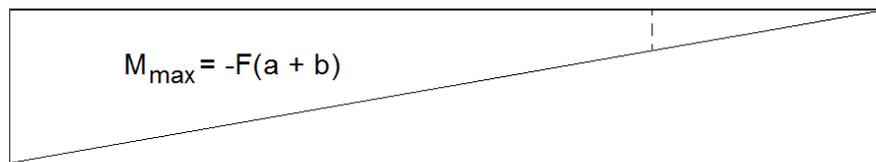


Abbildung A.2.: Rechenmodell mit Biegeform und Querkraft- sowie Momentenverlauf

### A.1.3. Zweiteiliger Balken

Es folgt die ausführliche Berechnung der EF eines Einmassenschwingers. Bei dieser Betrachtung besteht der Balken aus zwei Abschnitten mit der Steifigkeit  $EI$  bei  $a$  und dem unverformbaren Abschnitt  $b$ . In [Abbildung A.2](#) ist das freigeschnittene System mit der Biegelinie und den Querkraft- und Schnittmomentenverläufen dargestellt. Es ergeben sich die Lagerreaktionen:

$$F_v = F$$

$$M_E = F \cdot (a + b)$$

Ermittlung der Querkraft  $Q$  und des Schnittmomentes  $M_S$  aus den Schnittreaktionen an der Stelle  $x_L$ . Wobei  $x_L$  der Laufparameter in  $x$ -Richtung sein soll.

$$\begin{aligned} \downarrow \sum F_z(x_L) = 0 & : -F_v + Q = 0 & \Rightarrow F_v = Q \\ \circlearrowleft \sum M(x_L) = 0 & : F_v \cdot x_L - M_E - M_S = 0 & \Rightarrow M_S = F_v \cdot x_L - M_E \end{aligned}$$

In Abbildung A.2 sind die Querkraft- und Momentenverläufe für den Balken dargestellt. An der Stelle mit dem Sprung in der Steifigkeit ( $x_L = a$ ) treten eine Schnittkraft und ein Schnittmoment auf. Um die Durchbiegung berechnen zu können, müssen die Schnittreaktionen superpositioniert werden. Es müssen also folgende Komponenten für die gesammte Durchbiegung  $w$  addiert werden, um die Federsteifigkeit  $k$  mit

$$k = \frac{F}{W}$$

berechnen zu können.

Durchbiegung  $w_F$  durch die Kraft  $F$ :

$$w_F = \frac{F \cdot a^3}{3EI}$$

Durchbiegung  $w_M$  durch das Moment  $M_S$  an der Stelle  $x_L = a$ :

$$w_M = \frac{M_S \cdot a^2}{2EI}$$

Durchbiegung durch Schubverschiebung  $w_S$ :

$$w_S = \frac{ky \cdot F \cdot a}{GI}$$

Die Strecke  $b$  soll für die Berechnung als steif betrachtet werden. Die Durchbiegung kann also über eine Winkelfunktion *Sinus* im rechtwinkligen Dreieck berechnet werden. Es ist also zunächst die Neigung  $\alpha$  bei  $x_l = a$  zu bestimmen. Auch hier müssen Neigung aus Kraft- und Momentreaktion superpositioniert werden.

Neigung  $\alpha_F$  durch die Kraft  $F$ :

$$\alpha_F = \frac{F \cdot a^2}{2EI}$$

Neigung  $\alpha_M$  durch das Moment  $M_S$  an der Stelle  $x_L = a$ :

$$\alpha_M = \frac{M_S \cdot a}{EI}$$

Für kleine Winkel gilt näherungsweise, dass der Sinus gleich seinem Argument ist ( $\sin(x) = x$ ). Die gesammte Durchbiegung  $w$  ergibt sich somit aus:

$$w = w_F + w_M + w_S + \alpha_F + \alpha_M$$

Für die Berechnung der Eigenfrequenz  $f_0$  wird auf Gleichung 3.1 zurückgegriffen. Nun können alle Formeln zu folgender Gleichung zusammengefasst werden. Die Eigenfrequenz ist nicht abhängig von der Kraft  $F$ , da sie sich aus der Gleichung herausgekürzt hat.

$$\begin{aligned} f_0 &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{E}{\left(\frac{ab^2}{I} + \frac{a^2b}{I} + \frac{a^3}{3I} + \frac{ky \cdot 2,6a}{A}\right) \cdot m_M}} \\ &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2,1e^{11} N/m^2}{\left(\frac{0,893m \cdot (0,457m)^2}{8,76e^{-5}m^4} + \frac{(0,893m)^2 \cdot 0,457m}{8,76e^{-5}m^4} + \frac{(0,893m)^3}{3 \cdot 8,76e^{-5}m^4} + \frac{11 \cdot 26 \cdot 0,893m}{6,97e^{-3}m^2}\right) 1850kg}} \\ &= \underline{\underline{17,5Hz}} \end{aligned}$$

## A.2. Vorbereitung der FEA (Ergänzung)

### A.2.1. HERTZ'sche Pressung

Bestimmung der Größe der Kontaktfläche mittels HERTZ'scher Pressung.[12] Zunächst muss die auf den Kontakt wirkende Kraft  $F_{1,2}$  berechnet werden.

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{m_M}{2} \cdot g \\ F_2 &= \frac{m_M}{4} \cdot g \end{aligned}$$

In die Gleichung werden die Zahlenwerte eingestzt:

$$F_1 = \frac{1.850kg}{2} \cdot 9,81m/s^2$$
$$F_2 = \frac{1.850kg}{4} \cdot 9,81m/s^2$$

Der Durchmesser der Kontaktfläche, an der HERTZ'sche Pressung auftritt, kann mit folgender Formel berechnet werden, wenn Kugelfläche und Ebene miteinander interagieren.

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{3F_{1,2} \cdot (1 - \nu^3) \cdot d_K}{4E}} \cdot 2$$

Dies ergibt nach dem Einsetzen der Zahlenwerte:

$$d_K = \sqrt[3]{\frac{3F_{1,2} \cdot (1 - 0,3^3) \cdot 50,6mm}{4 \cdot 2,1e^{11} N/m^2}} \cdot 2$$
$$d_{K1} = \underline{\underline{2,3mm}}$$
$$d_{K2} = \underline{\underline{1,9mm}}$$

### A.2.2. Experimenteller Dämpfungsgrad

Mit Gleichung 2.9 kann der Dämpfungsgrad erperimentell ermittelt werden. Aus Abbildung 2.7c lässt sich die Verstärkung  $V_{F,max}$  mit 369,5 herauslesen.

$$V_{F,max} = V_F(\omega_R) = \frac{1}{2D\sqrt{1 - 2D^2}}$$
$$369,5(6,48Hz) = \frac{1}{2D\sqrt{1 - 2D^2}}$$

Ein kleiner Ausflug in die Mathematik. Für den Wert  $V_{F,max}$  wird die Variable  $C$  eingeführt.

$$C = \frac{1}{2D\sqrt{1 - 2D^2}}$$
$$\frac{1}{C} = 2D\sqrt{1 - 2D^2}$$

## Anhang A. Berechnungen

---

$$\begin{aligned}4D^2(1 - D^2) &= \frac{1}{C^2} \\ -4D^4 + 4D^2 - \frac{1}{C^2} &= 0 \\ D^4 - D^2 + \frac{1}{4C^2} &= 0\end{aligned}$$

In dieser Form kann die pq-Formel angewendet werden:

$$D_{1,2}^2 = \frac{1}{2} \pm \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{1}{4 \cdot 369,5^2}}$$

Es ergeben sich zwei Lösungen, wobei nur die zweite den richtigen Anfangswert liefert.

$$\begin{aligned}D_1 &= 0,999 \\ D_2 &= \underline{\underline{0,00135}} \Rightarrow \text{brauchbare Lösung}\end{aligned}$$

Tabelle A.2.: Dämpfungsgrade  $D$  für verschiedene Materialien [10]

	<b>Dämpfungsgrad <math>D[-]</math></b>
Maschinenstahl	0,0008
Hochfester Stahl	0,0003...0,0015
Baustahl	0,0025
Grauguss	0,01...0,05
Beton, Baugrund	0,01...0,1

Anhang B.

Abbildungen

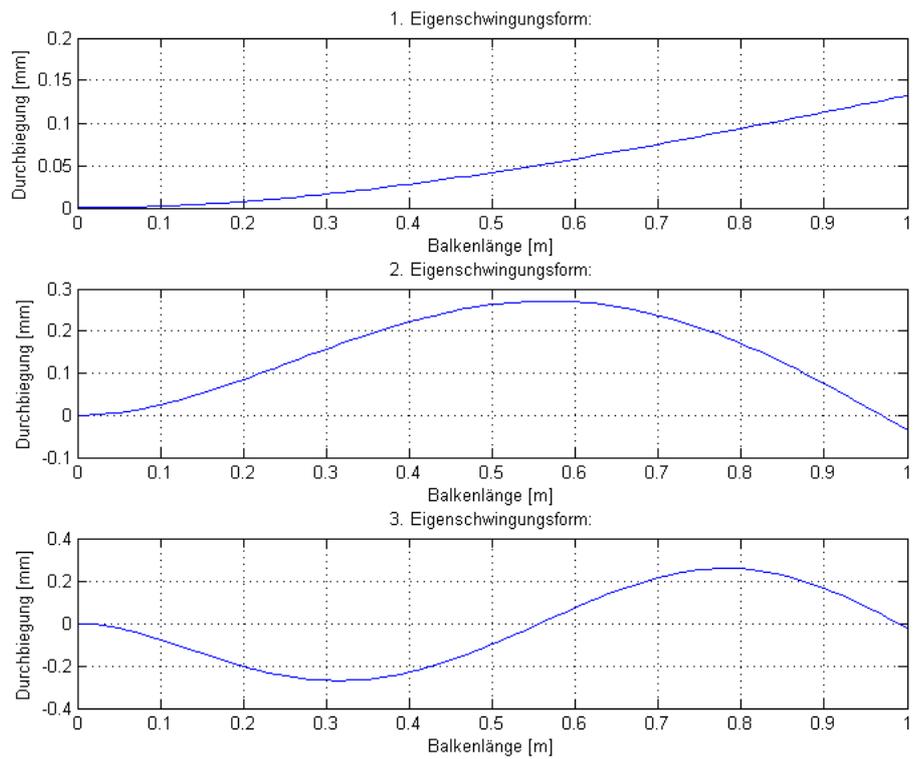


Abbildung B.1.: Die ersten drei Schwingformen eines linksseitig fest eingespannten Balkens konstanter Seifigkeit



Abbildung B.2.: Aufbau der seismischen Messung auf dem Quadrupolmagneten OL 42 QA1

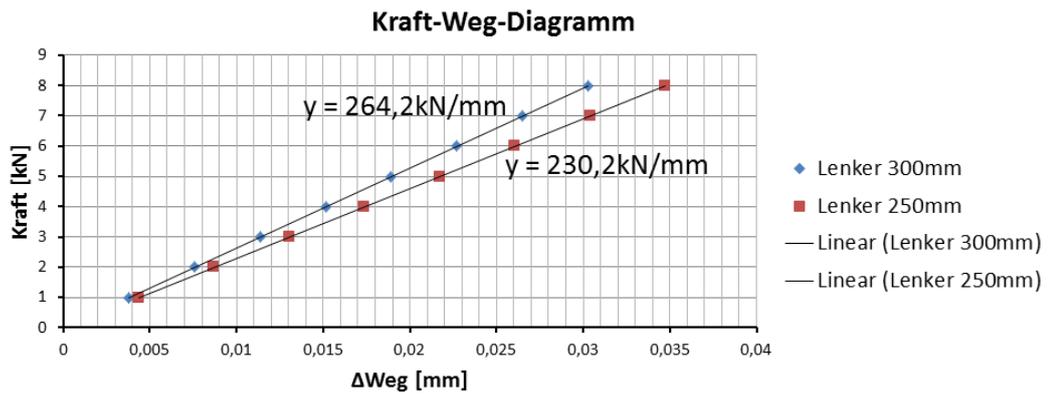


Abbildung B.3.: Bestimmung der Längssteifigkeit der beiden Lenkertypen



Abbildung B.4.: PETRA Abriss Februar 2014: Demontage der Untergestelle und damit freie Sicht auf das Quellbetonfundament

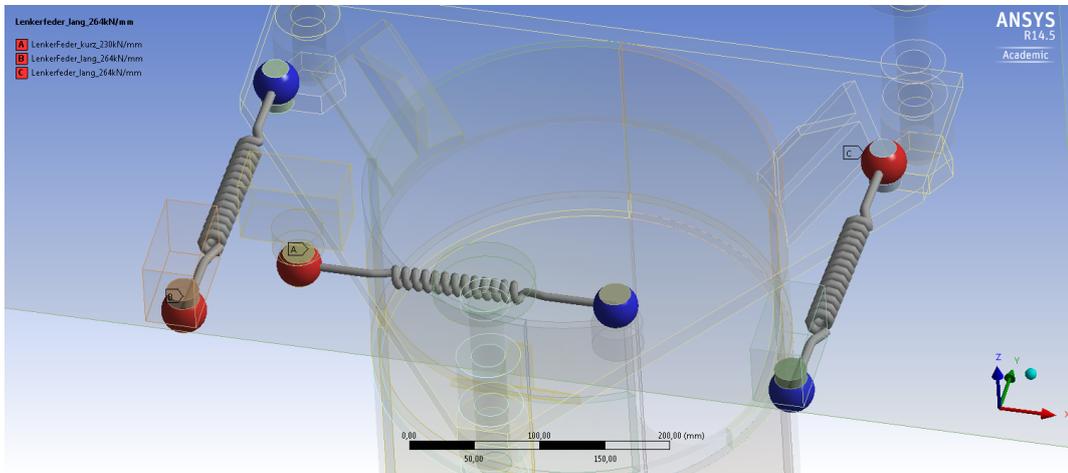
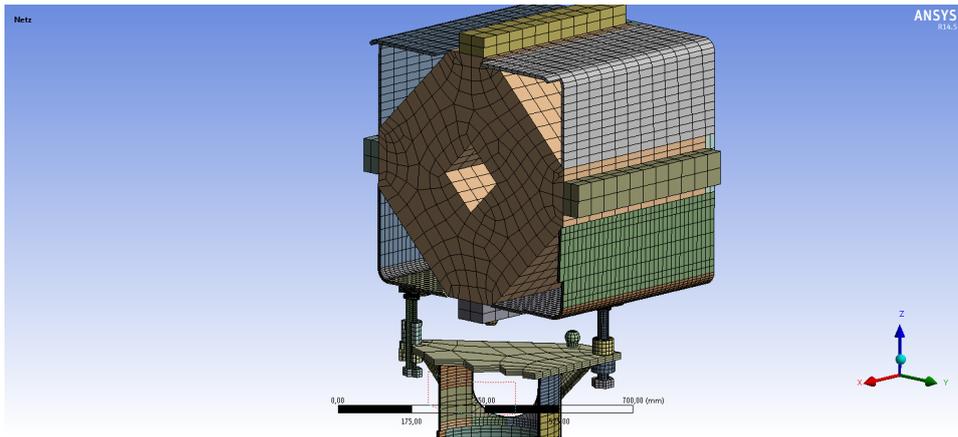
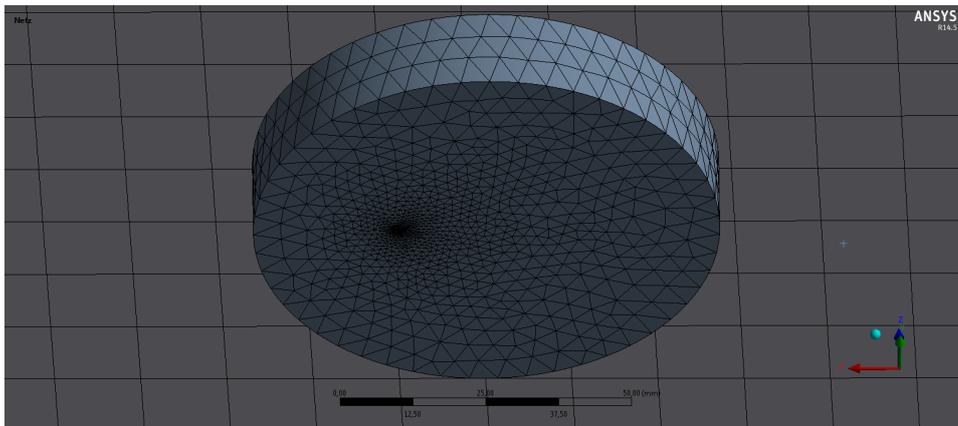


Abbildung B.5.: Einbringen der Lenker als Federn in dem FE-Modell

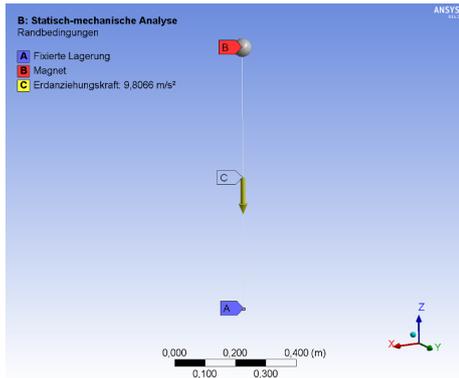


(a) Vernetzung am geschnittenen Modell

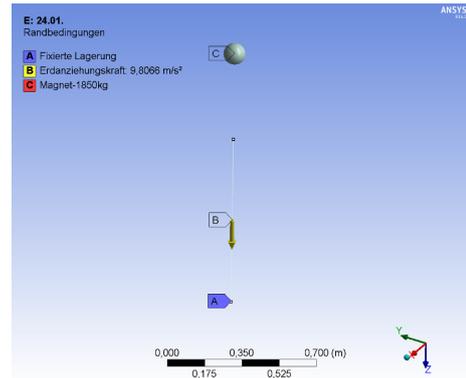


(b) Kontaktelementgröße an der Druckplatte

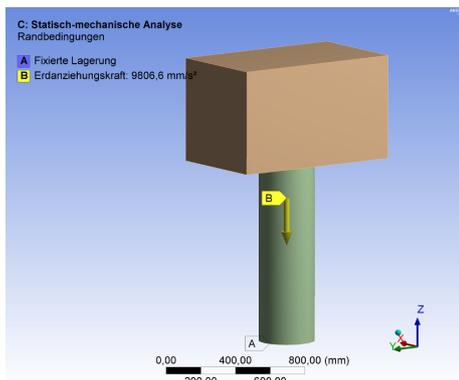
Abbildung B.6.: Vernetzung des Rechenmodelles



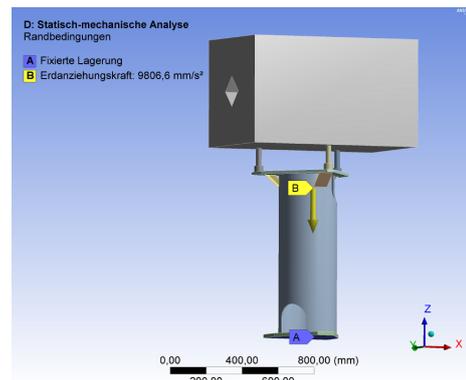
(a) Rechenmodell Nr.1



(b) Rechenmodell Nr.2



(c) Rechenmodell Nr.3



(d) Rechenmodell Nr.4

Abbildung B.7.: Schrittweise Detaillierte Rechenmodelle 1 bis 4



Abbildung B.8.: Justierelement einer Undulatoraufstellung mit Bronzescheibe, Kegelfanne und Kugelbolzen

Anhang C.

Datenblätter

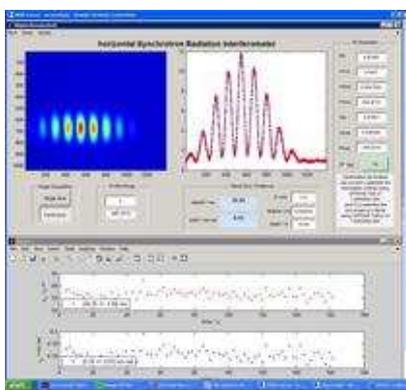


URL: <http://www.desy.de/aktuelles/@@news-view>

23.08.2013

## Neuer Emittanz-Weltrekord an PETRA III

Die PETRA III-Maschinenphysiker haben einen neuen Weltrekord aufgestellt. Sie erzielten bei einer Strahlenergie von 3 Gigaelektronenvolt (GeV) eine horizontale Strahlemittanz von 160 Picometer Radiant (pm rad) – so klein wie nie. Die Emittanz ist das Produkt aus Querschnitt und Bündelung eines Teilchenpakets in einem Beschleuniger und damit ein Maß für die Größe und Ordnung des Pakets. Sie bestimmt wesentlich die Eigenschaften eines Beschleunigers als Lichtquelle.



Screenshot für Experten: Mit einem Synchrotronstrahlungs-Interferogramm, das die Synchrotronstrahlung aus einem Dipolmagneten vermisst, können die Forscher die Strahlgröße und die Emittanz bestimmen.

„Wir wollten in unseren Maschinenstudien herausfinden, ob unsere theoretischen Berechnungen auch bei so kleinen Emittanzen noch stimmen“, sagt Alexander Kling, der die Studien leitete. „Und mit 160 pm rad stimmt das Experiment perfekt mit den erwarteten 158 pm rad überein.“

Für ihre Experimente nutzte die Forschergruppe eine dreiwöchige Nutzerpause bei PETRA III. Sie betrieb den Beschleuniger bei Energien von 3 und 5 GeV und mit einigen hundert jeweils recht schwach geladenen Elektronenpaketen. Die Wissenschaftler möchten so die Einsatzmöglichkeiten für PETRA III erweitern und weitere Schritte auf dem Weg zur „ultimativen Speicherring-Röntgenquelle“ gehen.

So führt eine kleine Emittanz zum Beispiel zu einer höheren Auflösung bei Synchrotronexperimenten. „Mit einer verringerten Emittanz erhöht sich die transversale Kohärenz, das Licht wird laserartiger“, erklärt Kling. Die ersten Ergebnisse dieser Studien hat die Forschergruppe Anfang August auf dem Three-way-Workshop in den USA vorgestellt, einem regelmäßigen Treffen der Betreiber der weltweit führenden Speicherring-Röntgenquellen.

Für die Nutzer der Röntgenstrahlung ist die Verbesserung der Strahleigenschaften von großem Vorteil. „Eine höhere Kohärenz ermöglicht eine deutliche Verbesserung von bildgebenden Verfahren, wie zum Beispiel der Röntgen-Holographie“, erklärt Jens Viefhaus, dessen Gruppe die Studien von der PETRA III-Strahlführung P04 aus beobachtete. „Selbst im weichen Röntgenbereich, wo PETRA III im Vergleich zu anderen Quellen schon einen relativ hohen Kohärenzgrad hat, können hier noch Faktoren gewonnen werden, die sich dann in erheblich kürzerer Messzeit und genaueren, schärferen Rekonstruktionen auszahlen.“

Die Emittanz stellt sich beim Speichern eines Teilchenpakets in einer Synchrotronlichtquelle als Gleichgewicht ein: Die ständige Ablenkung der Teilchenpakete und die damit verbundene Aussendung von Synchrotronstrahlung regen die Teilchen an, die Beschleunigung der Teilchen, um den Energieverlust auszugleichen, führt zu einer Dämpfung. Hinzu kommen störende

Effekte, die durch die Ladung und Streuung der Teilchen innerhalb eines Pakets hervorgerufen werden. Bei sehr kleinen Emittanzen und kleinen Energien spielen diese störenden Effekte eine dominante Rolle. „In den nächsten PETRA-Maschinenstudien wollen wir an weiteren Parametern drehen, um diese Ladungseffekte zu studieren und ihre Auswirkungen auf die Emittanz zu beobachten“, sagt Alexander Kling. „Die experimentelle Bestätigung der physikalischen Modelle ist ein wichtiger Baustein, um dem Traum eines ultimativen Speicherrings mit kleinster Emittanz näher zu kommen. Aber ich denke, der jetzt erreichte Rekord wird zumindest für in Betrieb befindliche Lichtquellen für eine ganze Weile Bestand haben.“

---

[weitere News »](#)

# CMG-6TD



## Broadband Seismometer and Digitiser

The Guralp CMG-6TD is an ultra-lightweight three-component digital seismometer ideally suited for rapid installation in medium-noise sites.

### Key Features:

A true broadband, force-feedback instrument, the 6TD has zero mechanical non-linearity (the overall measured linearity exceeds 90 dB). The three components are oriented true to the sensitive axes to an accuracy better than 0.1 °.

Lightweight and waterproof to IP67 standard, with "O"-ring seals throughout, the 6TD is suitable for installation in a wide range of environments. The 6T mechanics have been tested down to -50 °C.

Quick and easy, one-person installation

No mass clamping required – plug in and go

High sensitivity and dynamic range

On-board 24-bit digitizer with configurable output

Ultra low power (< 0.9 W at 100 samples/s)

Up to 16 Gb of built-in Flash memory

Simple and fast live data download over Firewire

Ethernet and Wi-Fi options available

Smart case available for controlling multiple instruments

The 6T is also available as an analogue instrument for use with your own recording system.



# Specifications

CMG-6TD



Velocity output high corner	100 Hz
Velocity output low corner	30 s (optional 10 s)
Velocity output sensitivity	2 × 1200 V/m/s,
Lowest spurious resonance	450 Hz
Linearity	> 95 dB
Cross-axis rejection	> 60 dB
Electronics noise level	-147 dB (rel. 1m2s-4Hz-1)
Data output format	GCF over RS232, Firewire, Ethernet or Wi-Fi
Sample rates	1000 – 1 samples/s
Digitizer resolution at 1 sample/s	21 bits
Storage capacity	64 Mb internal Flash memory Options to 16 Gb
Operating temperature	-20 to +85 °C
Temperature sensitivity	< 0.6 V per 10 °C
Internal thermometer accuracy	±0.33 °C (30 °C), ±0.5 °C (10 °C to 50 °C), ±1.0 °C (-10 °C to 85 °C)
Mass recentring range	±3 ° from horizontal
Materials	Hard anodised aluminium case Gold plated contacts O-ring seals throughout
Case diameter	154 mm
Case height (excl. handle and feet)	153 mm
Weight	2.7 kg (entire system < 4.1 kg)
Power supply	10 – 36 V DC
Current at 12 V DC	65 mA (80 mA for 60 s sensor)
Calibration facilities	On board signal; generator: sine wave, impulse and broadband exposed on sensor connector
Offset zeroing	Adjustable through case
Optional remote control	Offset zeroing with DC motors



**PROFILE QUERSCHNITTE**

- Gewalzte
  - I-Profile
  - U-Profile
  - T-Profile
  - L-Profile
  - Hohl-Profile
  - Rohr-Profile**
  - Stabstahl
  - Trapezbleche
  - Z-Profile
- Geschweisste
- Massive

Dlupal-Homepage

Aktualisiert: 01.08.2008

**Info**

**Sie finden ein Profil nicht?**  
 Die Programme DUENQ und DICKQ von Dlupal erlauben Ihnen die Eingabe und Berechnung von vollkommen beliebigen Querschnitten. Zusätzlich können Sie diese nahtlos in den Programmen RSTAB und RFEM verwenden und weiter bemessen. Weitere Infos...  
 DUENQ - dünnwandige Querschnitte  
 DICKQ - dickwandige Querschnitte

Profilreihen Alle

**RO (Mannesmann)**

- RO nahtlos
- RO geschweißt
- RO
- RO (EN 10210-2)
- RO (EN 10219-2)
- RO (Mannesmann)
- RO (British Steel)
- CHS (AISC)
- CHS (AISC, Extra Strong)
- CHS (AISC, Double Extra Strong)
- CHS-ALL (AISC-ERW)
- CHS (AISC 13)
- RO (Mannesmann - alte Fassung)
- RO (GOST 10704-91)
- RO (GOST 8732-78)

Querschnittswerte anzeigen

Kreisförmige Mannesmann-Stahlbau-Hohlprofile (MSH) nach EN 10210-1

Norm:

Hinweis:

Einstellungen: Materialkennwerte bearbeiten  
Tabellenspalten anordnen

**Info**

**Herzlich willkommen auf den Online Profil-Tabellen**

**Profilreihen**  
 Diese Seite beinhaltet eine umfangreiche Datenbank typischer Profilformen und deren Querschnittswerte. Wählen Sie eine oder mehrere Profilreihen an und drücken Sie [Querschnittswerte anzeigen].

Filtern Sie anschließend nach bestimmten Profilen oder lassen Sie sich nur gewünschte Werte in einer Tabelle anzeigen.

Drücken Sie auf **f** beim gewünschten Querschnitt, um eine druckbare Tabelle mit Grafik zu erhalten.

**Querschnittswerte berechnen**  
 Neben den tabellierten Profilen können Sie für gebräuchliche Profilformen eigene Abmessungen eingeben und hierfür die Querschnittswerte ermitteln. Wählen Sie hierzu im Menü die Punkte [Geschweisste] oder [Massive Querschnitte].

Profil-Bezeichnung	Abmessungen			Flächen		Querschnittsgewicht			Mantelf...	
	s mm	d mm	A cm <sup>2</sup>	A <sub>y</sub> cm <sup>2</sup>	A <sub>k</sub> cm <sup>2</sup>	V cm <sup>3</sup> /m	G kg/m	A <sub>m</sub> /V 1/m	U m <sup>2</sup> /m	I <sub>y</sub> cm
<input checked="" type="checkbox"/> RO 88.9x20 (Mannesmann) <b>f</b>	20.00	88.90	43.29	22.70	37.28	4329.11	33.98	64.51	0.28	2
<input checked="" type="checkbox"/> RO 114.3x10 (Mannesmann) <b>f</b>	10.00	114.30	32.77	16.34	85.44	3276.68	25.72	109.59	0.36	4
<input checked="" type="checkbox"/> RO 559x16 (Mannesmann) <b>f</b>	16.00	559.00	272.94	135.39	2315.74	27294.20	214.26	64.34	1.76	1006

Nur markierte Profile anzeigen

Filter:

Von:

Bis:

Profile nach Filter anzeigen

## Artikelbeschreibung/Produktabbildungen



## Beschreibung

## Werkstoff:

Einsatzstahl oder Edelstahl.  
Form G, Vergütungsstahl vergütet auf HV 390 ±40.

## Ausführung:

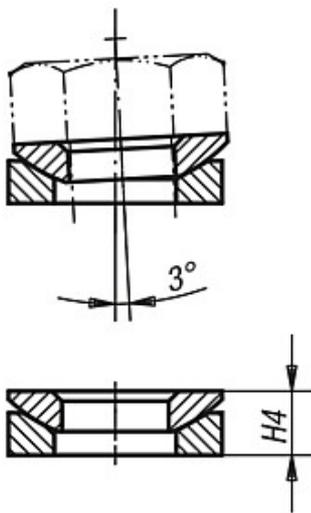
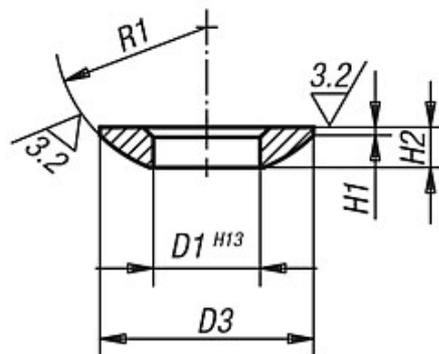
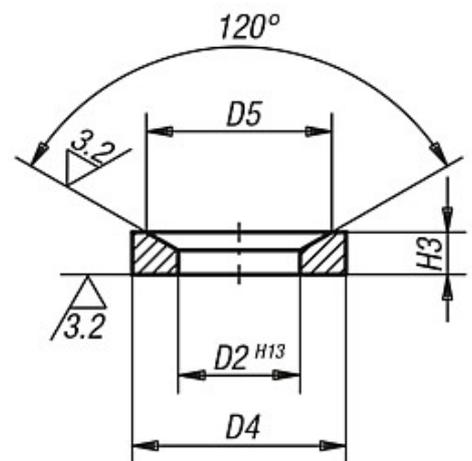
einsatzgehärtet.  
Edelstahl-Ausführung ungehärtet, blank.

## Hinweis:

Für Langlöcher sollten die Kegelpfannen Ausführung G eingesetzt werden.

Belastbarkeitsangaben gelten nicht für Edelstahl-Ausführungen.

## Zeichnungen

Form C  
KugelscheibeForm D Kegelpfanne mit  $D4 = D3$   
Form G Kegelpfanne mit  $D4 > D3$ 

## Artikelübersicht

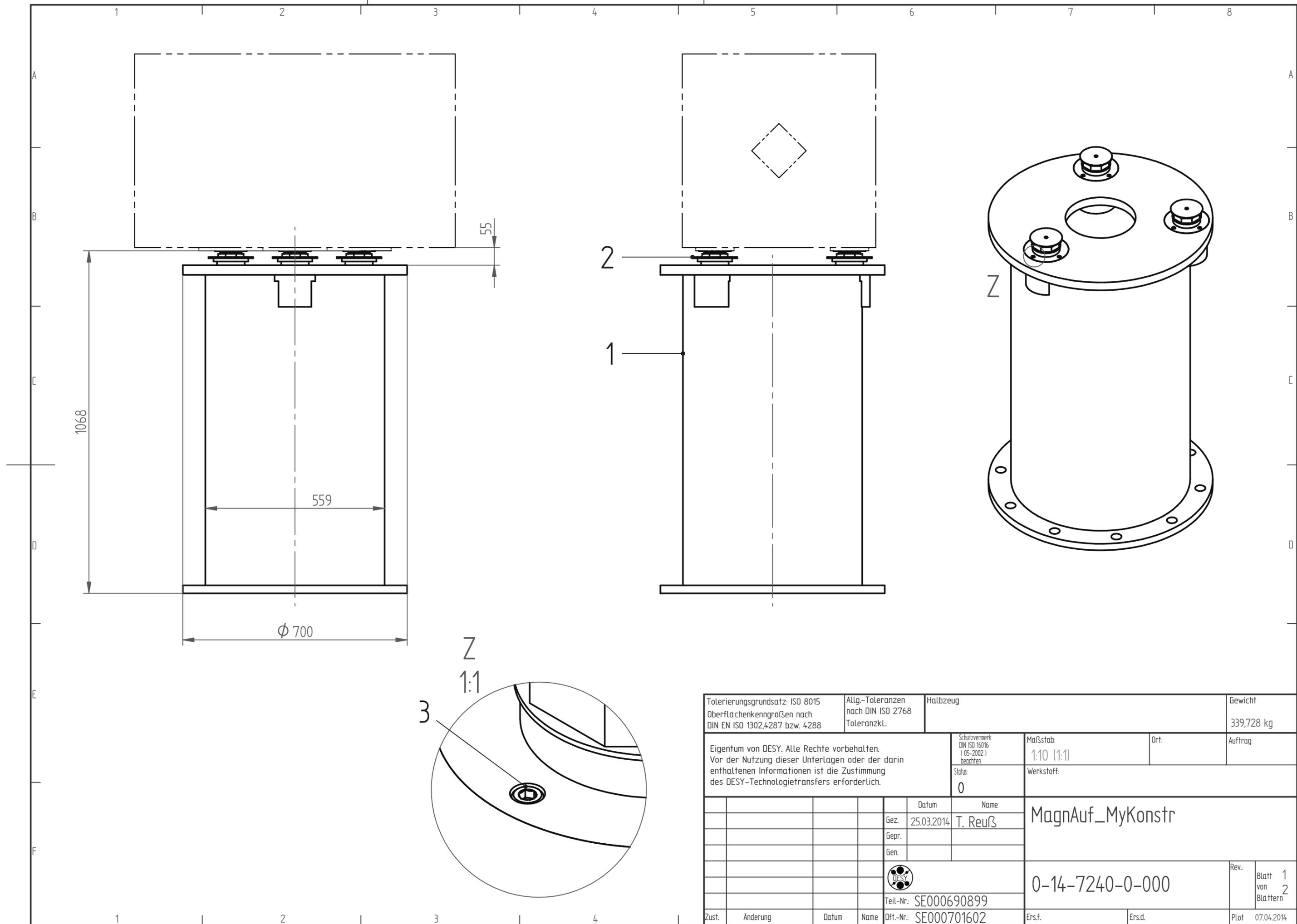
Bestellnummer Stahl	Bestellnummer Edelstahl	Form	D1	D3	H1	H2	R1	für Bolzen Ø	Belastbarkeit max. kN (nur bei statischer Belastung)
07420-105	-	C	5,25	10,5	0,4	2	7,5	5	-
07420-106	07420-0106	C	6,4	12	0,7	2,3	9	6	9/6
07420-108	07420-0108	C	8,4	17	0,6	3,2	12	8	17/12
07420-110	07420-0110	C	10,5	21	0,8	4	15	10	26/16
07420-112	07420-0112	C	13	24	1,1	4,6	17	12	38/24
07420-114	-	C	15	28	1,2	5	22	14	53
07420-116	07420-0116	C	17	30	1,3	5,3	22	16	73/45
07420-120	07420-0120	C	21	36	2	6,3	27	20	117/71
07420-124	07420-0124	C	25	44	2,4	8,2	32	24	168/105
07420-130	07420-0130	C	31	56	3,6	11,2	41	30	269/191
07420-136	07420-0136	C	37	68	4,6	14	50	36	394/-
07420-142	07420-0142	C	43	78	6,5	17	58	42	542/-
07420-148	07420-0148	C	50	92	8	21	67	48	714/-
07420-156	-	C	58	103	9,5	23	79	56	-
07420-164	-	C	66	120	12	27	93	64	-

## Artikelübersicht

Bestellnummer Stahl	Bestellnummer Edelstahl	Form	D2	D4	D5	H3	H4 mit Kegelpfanne	für Bolzen Ø	Belastbarkeit max. kN (nur bei statischer Belastung)
07420-205	-	D	6	10,5	9,25	2,1	3,1	5	-
07420-206	07420-0206	D	7,1	12	11	2,8	4	6	9/6
07420-208	07420-0208	D	9,6	17	14,5	3,5	5,6	8	17/12
07420-210	07420-0210	D	12	21	18,5	4,2	6,3	10	26/16
07420-212	07420-0212	D	14,2	24	20	5	8	12	38/24
07420-214	-	D	16,5	28	24,8	5,6	8,2	14	53
07420-216	07420-0216	D	19	30	26	6,2	9,3	16	73/45
07420-220	07420-0220	D	23,2	36	31	7,5	11,6	20	117/71
07420-224	07420-0224	D	28	44	37	9,5	15	24	168/105
07420-230	07420-0230	D	35	56	49	12	18,9	30	269/191
07420-236	07420-0236	D	42	68	60	15	23,3	36	394/-
07420-242	07420-0242	D	49	78	70	18	28,3	42	542/-
07420-248	07420-0248	D	56	92	82	22	35,2	48	714/-
07420-256	-	D	65	103	92	25	39,7	56	-
07420-264	-	D	75	120	110	30	46,5	64	-
07420-305	-	G	6	15	9,25	2,5	3,5	5	-
07420-306	07420-0306	G	7,1	17	11	4	5,2	6	9/6
07420-308	07420-0308	G	9,6	24	14,5	5	6,8	8	17/12
07420-310	07420-0310	G	12	30	18,5	5	7,1	10	26/16
07420-312	07420-0312	G	14,2	36	20	6	9	12	38/24
07420-314	-	G	16,5	40	24,8	6	8,6	14	53
07420-316	07420-0316	G	19	44	26	7	10,1	16	73/45
07420-320	07420-0320	G	23,2	50	31	8	12	20	117/71
07420-324	07420-0324	G	28	60	37	10	15,5	24	168/105
07420-330	07420-0330	G	35	68	49	12	18,7	30	269/191
07420-336	-	G	42	80	60	12	20,3	36	394/-

Anhang D.

Zeichnungen

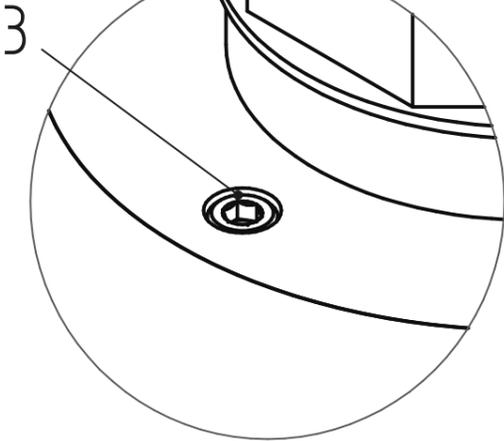


1068

559

Ø 700

Z  
1:1

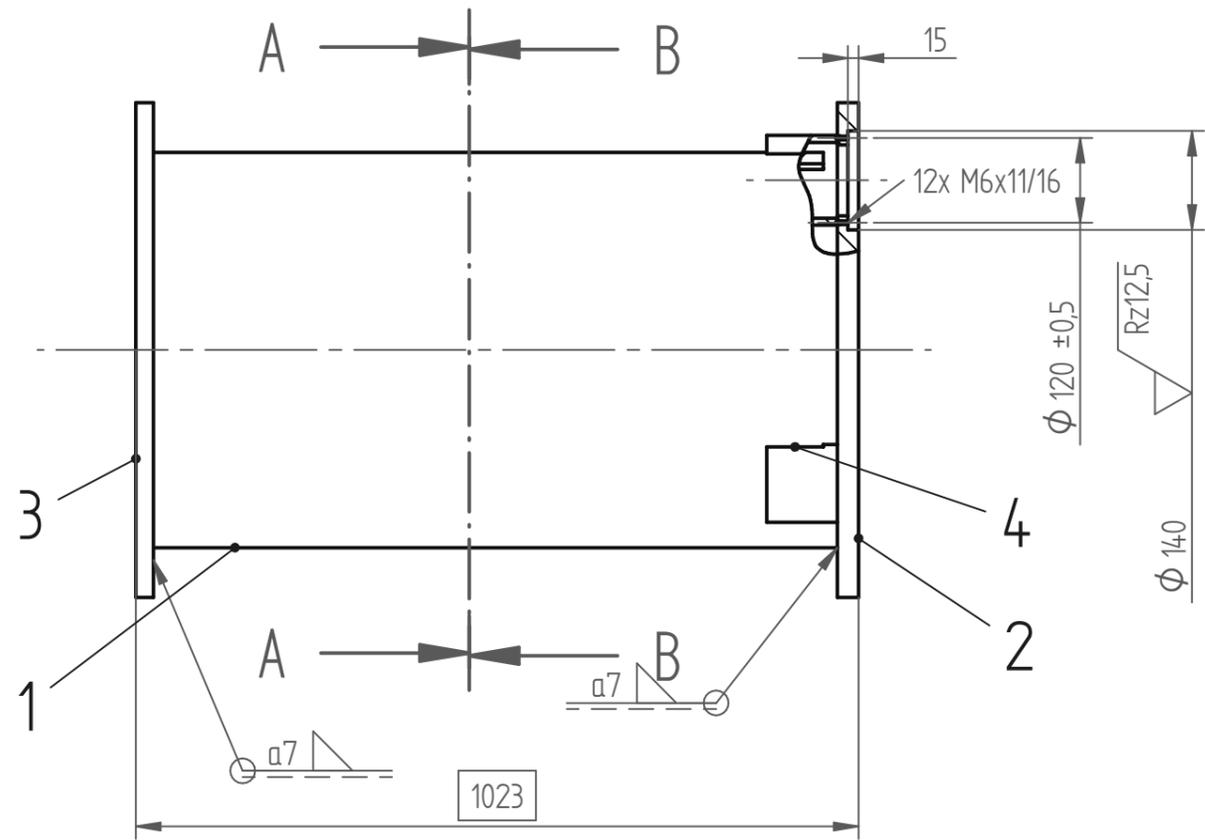
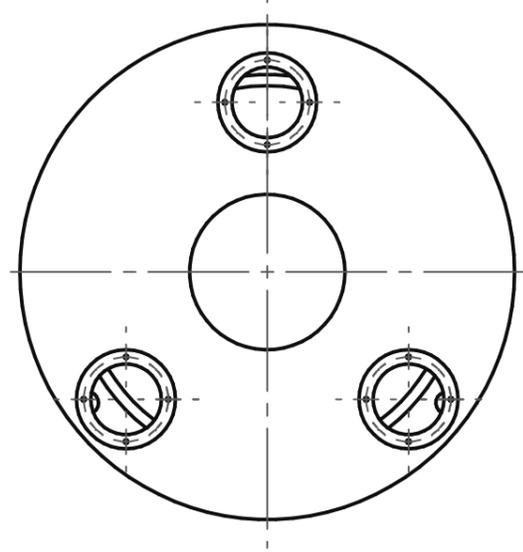


Tolerierungsgrundsatz: ISO 8015 Oberflächenkenngrößen nach DIN EN ISO 1302,4287 bzw. 4288		Allg.-Toleranzen nach DIN ISO 2768 Toleranzkl.:		Halbzeug		Gewicht 339,728 kg	
Eigentum von DESY. Alle Rechte vorbehalten. Vor der Nutzung dieser Unterlagen oder der darin enthaltenen Informationen ist die Zustimmung des DESY-Technologietransfers erforderlich.				Schutzvermerk DIN ISO 16016 (05-2002) beachten		Maßstab: 1:10 (1:1)	
				Status: 0		Ort: Auftrag:	
		Datum		Name		MagnAuf_MyKonstr	
		Gez. 25.03.2014		T. Reuß			
		Gepr.					
		Gen.					
						Werkstoff:	
						0-14-7240-0-000	
Zust.		Änderung		Datum		Name	
				Dft.-Nr.: SE000701602		Ers.f.	
				Ers.d.		Rev. Blatt 1 von 2 Blättern	
				Plot		07.04.2014	

Pos	Titel	DokumentNr.-DIN/ISO	Stk.	Werkstoff	Untertitel	Halbzeug/Bemerkungen	Teilenummer
1	SBG Quadrupolauflistung	3-14-7240-A-000	1			eigene Stückliste	SE000690918
2	Justiersystem	3-14-7240-B-000	3			eigene Stückliste	SE000690900
3	Zylinderschraube ISO 4762 M6x20		12	8.8 /			

Pos.-Nr. mit \* sind auf der Zeichnung nicht angezogen

			Datum		Name		MagnAuf_MyKonstr	0-14-7240-0-000	Rev:	Blatt 2.1 von 2.1 Blättern
	Teil-Nr.:		Gez.	25.03.2014	T. Reuß					
SE000690899	Zust.	Änderung	Datum	Name	Gen.		Ers.f.	Ers.d.	Plot	07.04.2014



**SCHWEISSARBEITEN:**

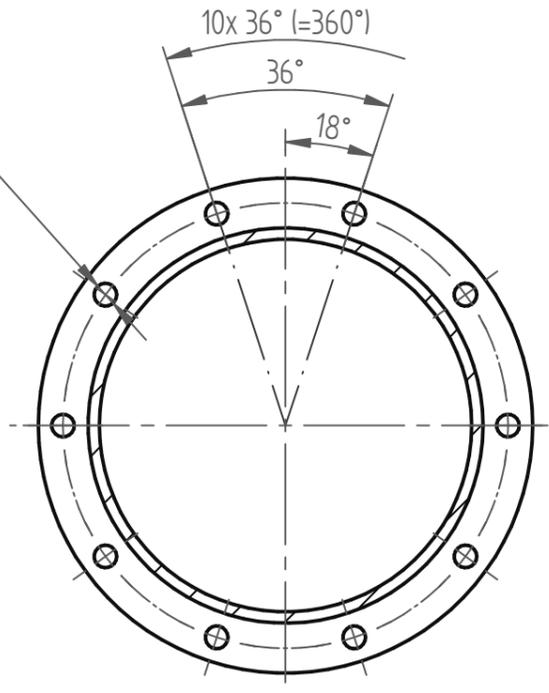
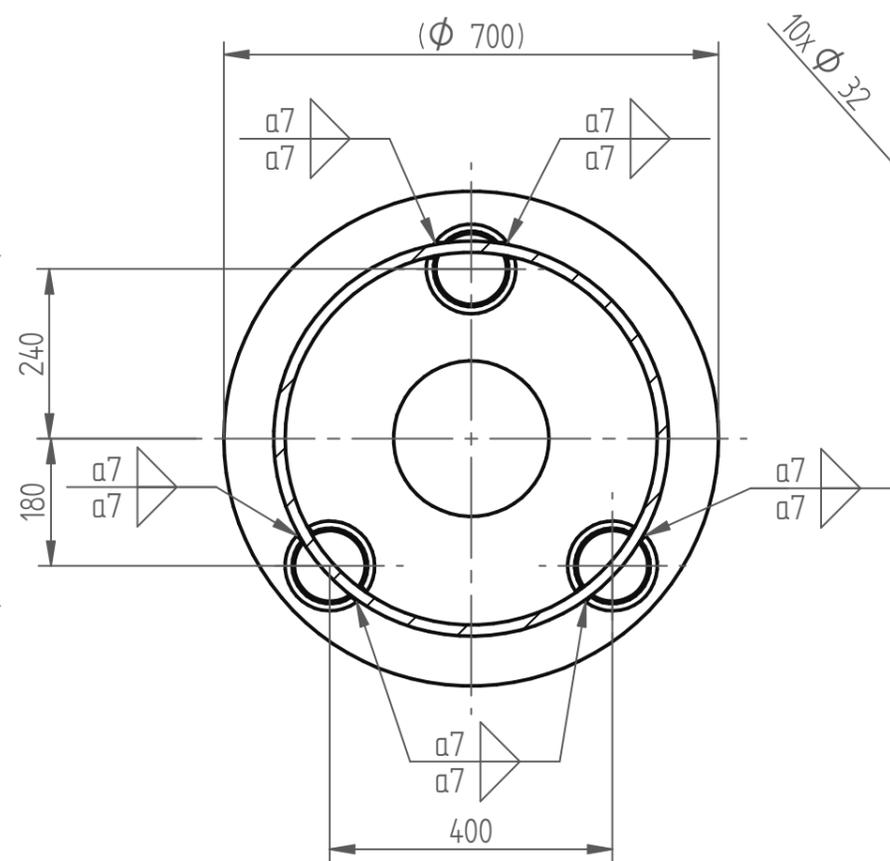
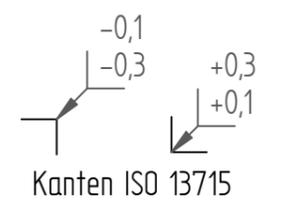
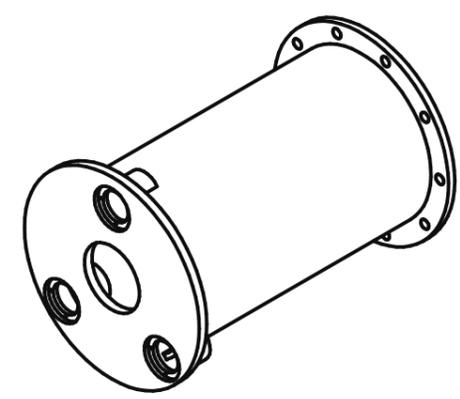
$\sqrt{a7}$  wenn nicht anders angegeben  
 Gütesicherung nach DIN EN ISO 5817  
 Bewertungsgruppe .....  
 Schweißverfahren nach DIN EN ISO 4063  
 Zusatzwerkstoff .....  
 Symbolische Darstellung DIN EN 22553  
 Nach dem Schweißen Spannungsarm geglüht

**TOLERANZEN:**

Für Schweißkonstruktion:  
 Allgmeintoleranzen nach DIN EN ISO 13920  
 Toleranzklasse .....  
 Nach dem Schweißen mechanisch bearbeitet,  
 hierfür gelten Allgmeintoleranzen nach  
 Angaben im Schriftfeld !

**A-A**

**B-B**

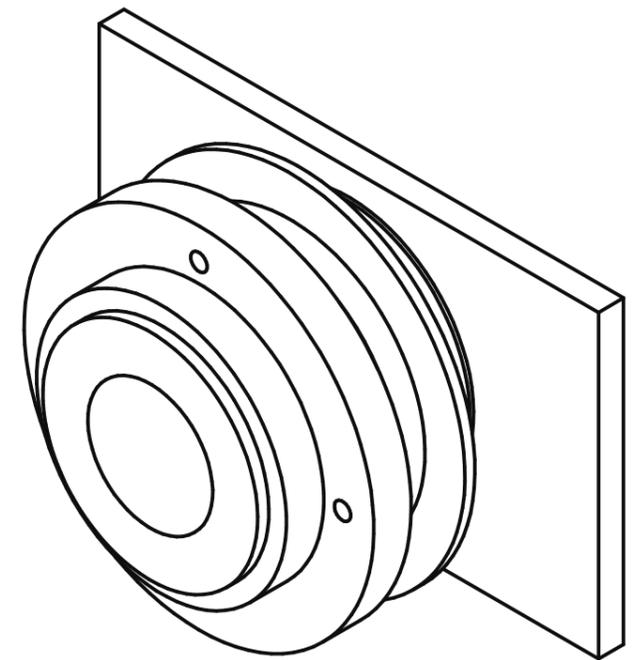
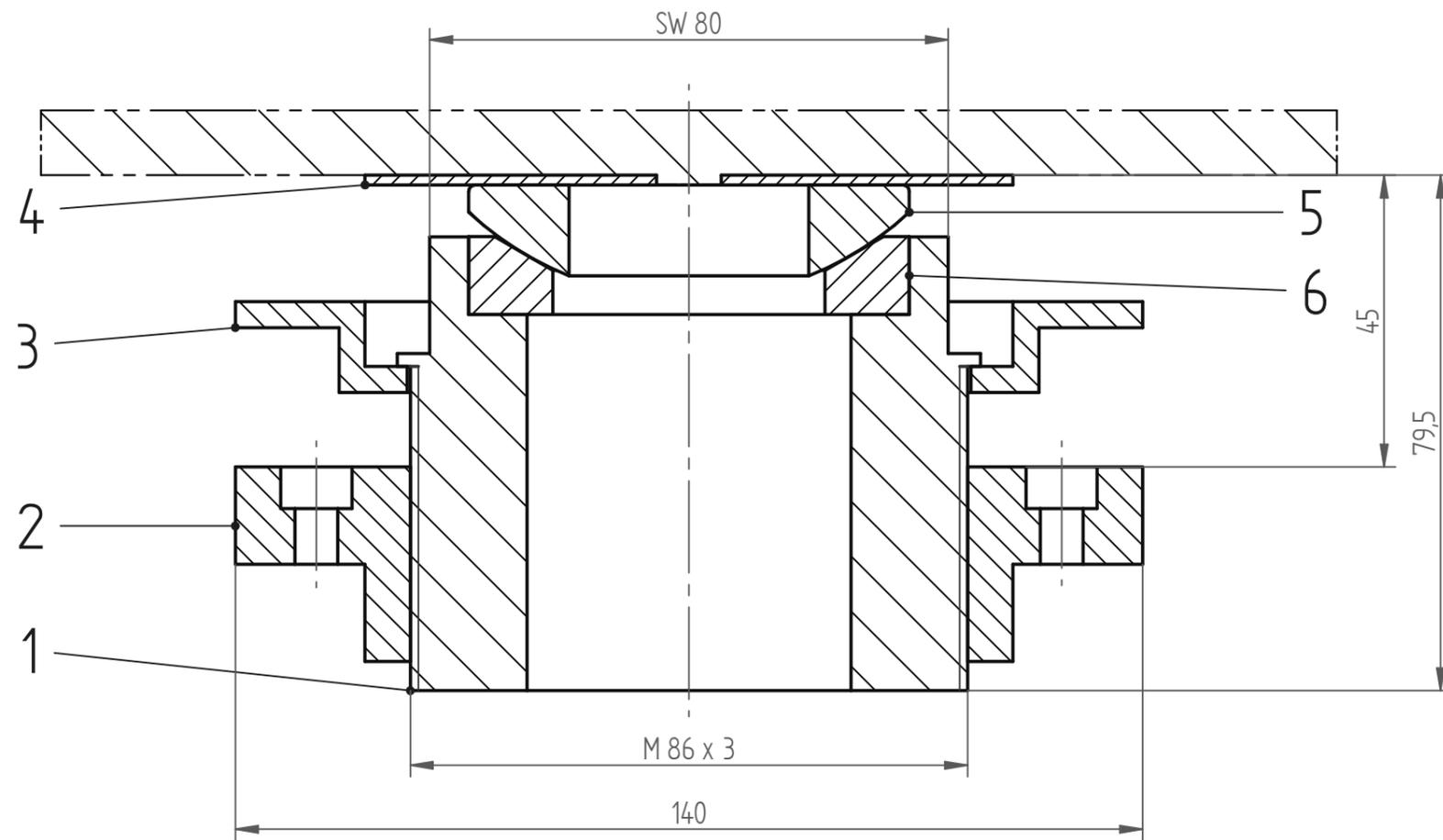


Tolerierungsgrundsatz: ISO 8015		Allg.-Toleranzen nach DIN ISO 2768		Halbzeug		Gewicht	
Oberflächenkenngrößen nach DIN EN ISO 1302,4287 bzw. 4288		Toleranzkl.:				318,834 kg	
Eigentum von DESY. Alle Rechte vorbehalten. Vor der Nutzung dieser Unterlagen oder der darin enthaltenen Informationen ist die Zustimmung des DESY-Technologietransfers erforderlich.				Schutzvermerk DIN ISO 16016 (05-2002) beachten		Maßstab: 1:10	
				Status: 0		Werkstoff:	
				Datum		Name	
				Gez. 24.03.2014		T. Reuß	
				Gepr.			
				Gen.			
				Teil-Nr.: SE000690918		SBG Quadrupolaufstellung	
				Dft.-Nr.: SE000701498			
Zust.		Änderung		Datum		Name	
						Rev. Blatt 1 von 2 Blättern	
						3-14-7240-A-000	
				Ers.f.		Ers.d.	
				Plot		07.04.2014	

Pos	Titel	DokumentNr.-DIN/ISO	Stk.	Werkstoff	Untertitel	Halbzeug/Bemerkungen	Teilenummer
1	Saeule	4-14-7240-A-001	1	1.0037		Rohr 559x16x1000	SE000690902
2	Flansch Oben	4-14-7240-A-002	1	1.0037		Rund 700x30	SE000701521
3	Flansch Unten	4-14-7240-A-003	1	1.0037		Rund 700x25	SE000690901
4	Versteifungsrohr	4-14-7240-A-004	2	1.0037		Rohr 127x10x100	SE000690907
5	Versteifungsrohr2	4-14-7240-A-005	1	1.0037		Rohr 127x10x100	SE000701488

Pos.-Nr. mit \* sind auf der Zeichnung nicht angezogen

			Datum		Name		SBG Quadrupolaufstellung	3-14-7240-A-000	Rev.:	Blatt 2.1 von 2.1 Blättern
			Gez.	24.03.2014	T. Reuß					
Teil-Nr.:							Ers.f.	Ers.d.	Plot	07.04.2014
SE000690918	Zust.	Änderung	Datum	Name	Gen.					



Tolerierungsgrundsatz: ISO 8015 Oberflächenkenngrößen nach DIN EN ISO 1302,4287 bzw. 4288		Allg.-Toleranzen nach DIN ISO 2768 Toleranzkl.:		Halbzeug		Gewicht 6,343 kg	
Eigentum von DESY. Alle Rechte vorbehalten. Vor der Nutzung dieser Unterlagen oder der darin enthaltenen Informationen ist die Zustimmung des DESY-Technologietransfers erforderlich.				Schutzvermerk DIN ISO 16016 (05-2002) beachten		Maßstab: 1:1 (1:2)	
				Status: 0		Ort: Auftrag:	
		Datum		Name		Justiersystem	
		Gez. 24.03.2014		reusst			
		Gepr.					
		Gen.					
				 Teil-Nr.: SE000690900		Rev.: Blatt 1 von 2 Blättern	
						3-14-7240-B-000	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Dft.-Nr.: SE000701268	Ers.f.	Ers.d.	Plot 07.04.2014

Pos	Titel	DokumentNr.-DIN/ISO	Stk.	Werkstoff	Untertitel	Halbzeug/Bemerkungen	Teilenummer
1	Gewindebolzen	3-14-7240-B-001	1	1.0037		Rd 90x70	SE000690908
2	Gewindebuchse	3-14-7240-B-002	1	1.0037		Rd 140x30	SE000701986
3	Befestigungsscheibe	3-14-7240-B-003	1	1.0037		Rd 140x14	SE000701588
4	Gleitplatte	3-14-7240-B-004	1	2.1030		Rd 100x15	SE000690897
5	Kugelscheibe		1			Norelem 07420-0136	SE000690910
6	Kegelpfanne		1			Norelem 07420-0236	SE000690909

Pos.-Nr. mit \* sind auf der Zeichnung nicht angezogen

			Datum		Name		Justiersystem	3-14-7240-B-000	Rev:	Blatt 2.1 von 2.1 Blättern
			Gez.	24.03.2014	reusst					
Teil-Nr. SE000690900	Zust.	Änderung	Datum	Name	Gen.			Ers.f.	Ers.d.	Plot 07.04.2014



## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: \_\_\_\_\_

Vorname: \_\_\_\_\_

dass ich die vorliegende \_\_\_\_\_ – bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der \_\_\_\_\_ ist erfolgt durch:

\_\_\_\_\_  
Ort

\_\_\_\_\_  
Datum

\_\_\_\_\_  
Unterschrift im Original